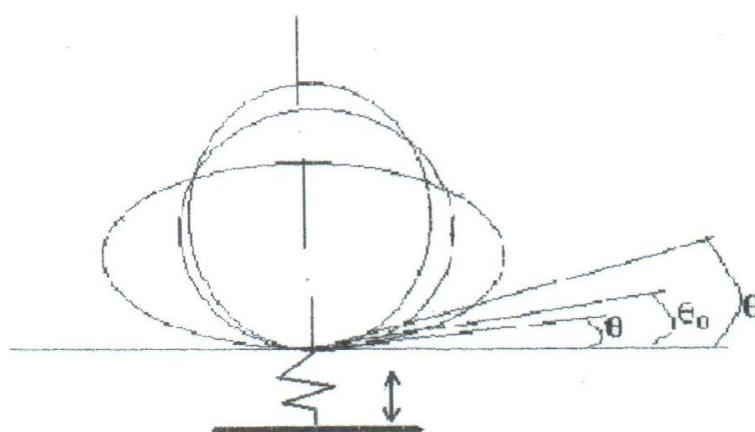


**В. Присняков, С. Бондаренко, В. Луценко,
Ю. Николаенко, К. Присняков,
В. Штангеев, В. Елисеев**

ТЕПЛОМАССООБМЕН И ВИБРАЦИЯ



Национальная академия наук Украины

Институт геотехнической механики

*В. Присняков, С. Бондаренко, В. Луценко,
Ю. Николаенко, К. Присняков,
В. Штангеев, В. Елисеев*

ТЕПЛОМАССОБМЕН И ВИБРАЦИЯ

Монография

Под общей редакцией академика Национальной академии наук Украины
В. Ф. ПРИСНЯКОВА

Одесса, «Нептун-Технология»

2001

ББК 539.24

ТЗ4 УДК 536.24:534.1

ТЕПЛОМАССООБМЕН И ВИБРАЦИЯ: В. Присняков, С. Бондаренко, В. Луценко, Ю. Николаенко, К. Присняков, В. Штангеев, В. Елисеев. Под общ. ред. В.Ф.

Приснякова. – Одесса: Нептун-Технология: 2001. – 208 с.: 133 ил. – Библиогр. с. 185-201.

В монографии приведены современные данные по влиянию вибраций на тепло – и массообменные процессы: с одно- и двухфазными теплоносителями, с фазовыми превращениями рабочих жидкостей – от кипения до растворения и кристаллизации. Приводится обзор результатов экспериментальных исследований. Дается простейшая математическая модель влияния колебаний на процессы кипения. Особое внимание уделено численному решению задач по движению пузырьков пара и газа в колеблющейся жидкости. Теоретическими расчетами подтверждено существование специфичных режимов движения пузырьков. Анализируются известные конструкторские разработки по использованию вибраций с целью интенсификации процессов в сахарной промышленности. Рассмотрено влияние вибровоздействий на характеристики тепловых труб. Представлен обзор экспериментальных методов изучения процессов с вибрациями. Предназначена для работников промышленности, научных сотрудников, аспирантов, конструкторов, преподавателей, студентов.

Heat/Mass Transfer and Vibration: V. Prisniakov, S. Bondarenko, V. Luzenko, Y. Nikolaenko, K. Prisniakov, V. Shtangev, V. Eliseev. Ed. V. Prisniakov. – Odessa: Neptun-Technologia, 2001. - 208 p.

In the monography the modern data on influencing vibrations on heat and mass exchange processes are adduced: with single-phase heat medium, with phase transformations of working fluids from boiling before dissolution and crystallization. The review of outcomes of experimental researches is resulted. The elementary mathematical model of influencing of oscillations on processes of boiling is given. The special attention is given to a numerical solution of problems on motion of bubbles in an oscillating liquid. Theoretical calculations is confirmed the existence of specific modes of motion an bubbles discovered in of experimentally before. The known designer working out on usage of chatterings are analyzed with the purpose of intensification of processes in a sugar industry. The influencing vibration action on the characteristics of thermal tubes is reviewed. Separately the material under the reviev of experimental methods of analysis of processes with vibrations is selected.

Рецензенты: академик НАН Украины В.Н. Потураев,

д-р техн.наук В.П. Надутый

Ответственный за выпуск д-р техн.наук А.И. Волошин

*Утверждено к печати ученым советом Института
геотехнической механики НАН Украины*

ISBN 966-95797-1-6

© В. Присняков, С. Бондаренко, В. Луценко,
Ю. Николаенко, К. Присняков, В. Штангеев, В. Елисеев.
2001

*50-летию образования
Физико-технического факультета
Днепропетровского Госуниверситета
посвящаем эту книгу*

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A, B	- кинетические коэффициенты;
a_o	- радиус цилиндра (гл. 1);
a	- коэффициент температуропроводности, скорость звука (гл. 5, гл. 2), величина виброускорения (гл. 6);
C_d	- коэффициент сопротивления;
c	- удельная теплоемкость, коэффициент сопротивления;
D, d	- диаметр;
E	- модуль упругости;
F	- межфазная сила, давление ультразвукового излучения (гл. 6);
f	- частота, частота отрыва паровых пузырей (гл. 1), коэффициент сопротивления трения (гл. 2), функция (гл. 5);
g	- ускорение свободно падающего тела;
G	- расход;
H	- теплота фазового перехода;
H_s	- полуширина элемента;
h	- высота;
$Im \sigma_k$	- мнимая часть величины σ_k (гл. 2);
L	- длина;
l	- размер кристалла;
m	- масса;
n	- количество пузырей в единице объема (гл. 2); число компонентов в смеси (гл. 3), плотность центров парообразования;
$\bar{n} = n / n_{\max}$	- относительная плотность центров парообразования;
p	- давление;
Q	- тепловой поток,
q	- плотность теплового потока;
R	- радиус, термическое сопротивление (гл. 5);
r	- радиус пузыря (гл. 2), теплота фазового перехода (гл. 5);
S	- площадь поперечного сечения, виброперемещение;
T	- температура;
t	- температура, время (гл. 2);
U_p	- полная скорость пузыря;
U_r	- радиальная скорость на поверхности пузырька;
u_b	- скорость пузырей;
Δu	- амплитуда скорости;
\vec{V}_g	- вектор скорости;
\vec{V}_p	- скорость пузыря;
\vec{V}_g	- скорость жидкости;
$v(z_p)$	- скорость пара на границе пузыря;

W	- скорость роста кристаллов;
w	- скорость перемещения купола пузыря;
Δ	- пересыщение раствора;
ΔC	- разность концентраций;
$\Delta T, \Delta t$	- разность (перепад) температуры;
α	- коэффициент теплоотдачи, объемная доля (гл. 2), полуугол при вершине впадины (гл. 1);
β	- коэффициент теплового расширения жидкости;
γ	- показатель адиабаты;
δ	- толщина;
δ_i	- процент содержания каждого компонента в смеси;
θ	- угол при вершине конуса (гл. 3), угол смачивания (гл. 1);
λ	- коэффициент теплопроводности (гл. 5), длина волны (гл. 4);
μ	- коэффициент динамической вязкости;
ν	- коэффициент кинематической вязкости;
ξ	- коэффициент сопротивления,.
ρ	- плотность;
σ	- коэффициент поверхностного натяжения;
τ	- время, безразмерное время $\tau = t/t_*$ (гл. 2);
φ	- угол;
ψ_i	- коэффициенты, учитывающие объемность пузырей;
$\Omega = 2\pi\omega_*$	
h_0 -	- амплитуда колебаний элемента;
ω	- угловая скорость, круговая частота (гл. 5);
ξ	- теплота испарения;
\mathcal{R}	- газовая постоянная.

Индексы

a	- атмосферные условия
b	- вода, волокно;
$вн$	- внутренний;
$вх$	- вход;
$вн$	- внешний;
$вых$	- выход;
$гр$	- граница раздела;
$з$	- зона;
$и$	- испарение;
$из$	- изоляция;
$имп$	- импульс;
$к$	- конденсация, канал;
$конв$	- конвекция;
$конт$	- контакт;

<i>кр</i>	- критический;
<i>кс</i>	- капиллярная структура;
<i>н</i>	- насыщение;
<i>о</i>	- собственное значение;
<i>ос</i>	- осевой;
<i>пов</i>	- поверхность;
<i>пл</i>	- пленка;
<i>р</i>	- радиальный;
<i>ст, с</i>	- стенка;
<i>сл</i>	- слой;
<i>ср</i>	- среда, среднее значение;
<i>тр</i>	- транспортный;
<i>тт</i>	- тепловая труба;
<i>ф</i>	- фазовый;
<i>э</i>	- элемент;
<i>эф</i>	- эффективный;
<i>ж, ()'</i>	- жидкость;
<i>тах</i>	- максимальный;
<i>min</i>	- минимальный;
<i>п, ()''</i>	- пар,
<i>s</i>	- конденсация
<i>Σ</i>	- сумма;

Безразмерные критерии:

$I = \Delta A \omega^2 \ell^3 / \nu^2$	- безразмерный параметр;
$Fo = a_{жс} t / r_{n0}^2$	- число Фурье ,
$Ga = gh^3 / \nu^2$	- число Галилея;
$Gr = \beta \Delta T \omega^2 a_0^3 / \nu^2$	- вибрационный аналог числа Грасгофа;
$Ja = \rho_{жс} c_{жс} T_n - T_{жс} / (\rho_n J)$	- число Якоба;
$K = \mathcal{L} / (c \Delta T)$	- теплофизический комплекс;
$Nu = 2 \alpha r_n / \lambda_{жс},$	- число Нуссельта;
$Pe = 2 U_n r_n / a$	- число Пекле;
$Pr = \rho_{жс} c_n \nu_{жс} / \lambda_{жс} \quad Pr = \nu / a$	- число Прандтля;
$Re = \Delta u^2 / (\omega \nu), \quad Re = 2 r_n \vec{V}_{жс} - \vec{V}_n / \nu_{жс}$	- число Рейнольдса;
$We = 2 \rho_{жс} r_n (\vec{V}_{жс} - \vec{V}_n)^2 / \sigma$	- число Вебера;

ВВЕДЕНИЕ

Существующие тенденции перехода к промышленным агрегатам большой единичной мощности обуславливаются получаемой при этом значительной экономией металла, производственных площадей, энергоресурсов, а также существенным ростом производительности труда машиностроителей и обслуживающего персонала. Оснащенность производств тепломассообменными аппаратами и реакторами интенсивного действия относится к числу основных факторов, определяющих их современный уровень.

Внедрение высокоэффективных тепло- и массообменных аппаратов снижает потери используемых природных ресурсов, улучшает качество производимой продукции, уменьшает вредные выбросы и др.

При создании таких аппаратов часто используется принцип подведения энергии извне к взаимодействующим в аппарате средам, для чего аппараты оснащают различными вибрирующими и перемешивающими устройствами.

Одним из наиболее эффективных способов подведения дополнительной внешней энергии является наложение колебаний на взаимодействующие фазы. Аппараты, в которых используются низкочастотные колебания, характеризуются высокой эффективностью при большой удельной производительности. Это объясняется тем, что вводимая внешняя энергия может равномерно или по заранее заданному закону распределяться по поперечному сечению и высоте аппарата и нужным образом влиять на поле скоростей взаимодействующих фаз. Таким образом создаются предпосылки к оптимальному дроблению дисперсной фазы, к уменьшению ее полидисперсности, а также к выравниванию поперечной неравномерности и уменьшению продольного перемешивания.

Способы интенсификации тепломассообменных процессов в современных технологиях путем организации в рабочем объеме аппарата пульсирующих режимов или наложения колебаний на основное поле течения среды являются одними из перспективных.

Настоящая работа является попыткой обобщения сравнительно небольших результатов исследований в области влияния вибрационных полей на тепломассообменные процессы.

Работа написана коллективом авторов с непосредственным участием В. Приснякова: гл. 1 – К. Присняковым; гл. 2 – В. Луценко и В. Елисеевым; гл. 3, 4 – С. Бондаренко и В. Штангеевым; гл. 5 – Ю. Николаенко; гл. 6 – С. Бондаренко, Ю. Николаенко и К. Присняковым (с участием О. Марченко). Авторы приносят свою благодарность Н. Анфимовой и Н. Крапивной, которые оказали большую помощь в оформлении работы, а также В. Кудрину, А. Сущенко (НПО «Сахар» г. Киев), Л. Адамчик, Д. Павленко, И. Чернеге (ДНУ), И. Рылик (ОАО «Губинский сахарный завод») за помощь, оказанную при подготовке, проведении экспериментальных исследований, обработке патентных материалов, а также внедрении полученных результатов.

Глава 1

ВОЗДЕЙСТВИЕ ВИБРОНАГРУЗОК И ПУЛЬСАЦИЙ НА ИНТЕНСИВНОСТЬ ТЕПЛООБМЕНА

Колебания и вибрации присущи многим механизмам и техническим устройствам. Любые турбулентные течения сопровождаются пульсациями скорости, вызывая вибрации элементов конструкции, которые в свою очередь влияют на интенсивность теплообменных процессов. Опыт эксплуатации парогенераторов показывает, что трубчатый пучок за счет наличия гидродинамических пульсаций вибрирует с частотой 200–500 Гц [31]. Эти вибрации в значительной степени определяют рабочие параметры парогенераторов (особенно испарительного участка) [12]. Сейчас установлено, что в различных установках на рабочих режимах наблюдаются пульсации давления теплоносителей (одно- и двухфазных) от нескольких десятков до сотен Герц. Очевидно, что интенсификация процессов теплообмена за счет собственных генерируемых самой установкой колебаний количественно различная, а механизм ее зависит в основном от состояния рабочей жидкости (одно- и двухфазной). Поэтому мы разделим рассматриваемые влияния вибраций на теплообмен в зависимости от фазы теплоносителя. Кроме этого, будем разделять методы управления тепловыми процессами на воздействие внешними вибрациями и воздействие за счет создания внутренних колебательных и пульсационных полей.

1.1. Вибрации и теплообмен при однофазном теплоносителе

1.1.1. Свободная конвекция

Впервые влияние колебаний на интенсивность теплообмена в объеме рабочего тела исследовали В. Е. Накоряков с сотр. [70]. Ими было установлено, что воздействие звуковых колебаний при свободной конвекции зависит от соотношения длины волны, смещения частиц в волне и характерного размера тела, причем улучшение теплообмена наблюдается, начиная с некоторого значения числа $Re = \Delta u^2 / (\omega \nu)$ (Δu – амплитуда скорости, ω – круговая частота колебаний, ν – вязкость). С увеличением колебательной составляющей скорости коэффициент теплоотдачи растет и уменьшается с увеличением частоты колебаний. Дальнейшее развитие эти исследования получили в МАИ [15] и Казанском университете [14]. Отметим, что экспериментальные работы проводились по следующим 3-м направлениям: влияние вибрации поверхности нагрева; влияние пульсаций и колебаний рабочего тела; совместное влияние обоих факторов. Наиболее общей критериальной зависимостью, описывающей теплообмен с вибрационными воздействиями, является следующая:

$$Nu = f(Gr, Pr, Re, Re_{\omega}, Re_{\Delta u}, I) \quad (1.1)$$

Здесь обычные критерии Грасгофа **Gr** и Прандтля **Pr** определяют теплоотдачу при стационарной свободной конвекции, а критерии Рейнольдса: по скорости - $\text{Re}_{ul} = \Delta u l / \nu$ и по частоте - $\text{Re}_{\omega} = \omega l^2 / \nu$, - и $I = \Delta A \omega^2 l^3 / \nu^2$ (ΔA - амплитуда вибрации поверхности) определяют эффект усиления теплообмена за счет вибронагрузок. Надо сказать, что существенное увеличение среднего коэффициента теплоотдачи (при колебаниях с частотой 39-122 Гц и амплитудой 1,4 - 5,9 мм) - на 400 %, было впервые получено R. Zemlich [97] в экспериментах с нагревом нихромовых проволок диаметром 0,6–2,1 мм. Дальнейшие исследования упомянутого автора (с М Rao.) [98] при вибрациях с частотой 17 - 35 Гц и амплитудой 2.2 мм цилиндра диаметром 1,24 мм в воде дали 10-12 кратное увеличение теплоотдачи. Этот эффект авторы описывали модифицированным критерием Рейнольдса $\text{Re}_{\Delta} = 2 A f l / \nu$. Анализ эмпирических формул показал, что эффект относительного движения на интенсификацию теплообмена существенно превышает эффект действия виброускорений.

Математическое моделирование процесса теплообмена в емкости, совершающей гармонические колебания вдоль оси \vec{n} с амплитудой A и угловой частотой ω , включает обычные уравнения Буссинеска, в которых статическое ускорение силы тяжести \vec{g} заменяется на вибрационное ускорение $A \omega^2 \cos(\omega \tau) \vec{n}$:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \vec{v}}{\partial \tau} + (\vec{v} \nabla) \vec{v} = - \frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \Delta \vec{v} + \beta A \omega^2 \cos(\omega \tau) T \vec{n} \\ \frac{\partial T}{\partial \tau} + \vec{v} \nabla T = a \Delta T \\ \text{div} \vec{v} = 0 \end{array} \right\} \Leftarrow \quad (1.2)$$

здесь \vec{v} - скорость, p - конвективное давление, β - коэффициент теплового расширения жидкости.

Решение системы (1.2) рассматривают для двух случаев: (а) – когда период колебаний мал в сравнении с гидродинамическим временем (высокочастотные колебания), и (б) – для случаев низких частот, когда осреднение (а) неприемлемо.

Для первого случая получено решение [16] для нестационарного теплопереноса в замкнутой емкости в форме бесконечного цилиндра, заполненного жидкостью и подвергнутого вибрациям, перпендикулярным оси цилиндра. Численный анализ системы (1.2) показал, что определяющим

критерием в этом случае является число Прандтля и вибрационный аналог числа Грасгофа

$$\text{Gr} = \beta \Delta T a_0^3 / \nu^2 \quad (1.3)$$

где a_0 - радиус цилиндра.

Система (1.2) дает возможность анализировать поведение жидкости в емкости в условиях вибраций, устанавливая условия и границы устойчивости стратифицированных слоев для различных геометрий, а также параметры погранслоев на различных режимах.

В случае *низкочастотных колебаний* критерием, определяющим вибрационную конвекцию, является критерий $\text{Gr} = 1 / 2 (\beta \Delta T a_0^3 / \nu)^2$ [80]. Численный анализ показал, что в области $\bar{\omega} = 10^2 - 10^3$ имеет место явление конвективного переноса, при котором интенсивность теплообменных процессов только увеличивается.

Отметим, что при наличии *продольных колебаний* в некоторых случаях наблюдается уменьшение коэффициента теплоотдачи. Вопросы влияния колебаний на теплообмен локальных тепловых источников исследовались в [63] в предположении квазистационарности процессов переноса. Теоретически было обнаружено, что увеличение коэффициента теплообмена при вибрациях имеет максимум по частоте колебаний. Эксперименты [63] показали более существенную (в 10 раз), чем расчетную (в 1.2-1.4 раза) интенсификацию теплообмена. В опытах не было обнаружено влияние амплитуды колебаний на теплообмен.

Авторами [86] исследовалось влияние звукового поля на теплообмен поверхности нагретого цилиндра. Было обнаружено, что с ростом параметра $\varepsilon = 4 Re_s / \sqrt{\text{Gr}} (Re_s = A^2 \omega / \nu)$ толщина пограничного слоя уменьшается, что вызывает увеличение теплоотдачи.

1.1.2. Вынужденное течение

Механизм теплообмена при вынужденном движении теплоносителя в условиях вибраций – другой, поэтому интенсификация теплообмена в трубах реализуется по другому. Опыты ряда авторов [85, 64-66] показали увеличение теплоотдачи на 50–100 %. Если в этих работах не было обнаружено влияния частоты колебаний на теплообмен, то по [23] коэффициент локального теплообмена неоднозначно меняется с ростом частоты: при резонансной частоте воздействия переход из ламинарного режима течения в турбулентный наступает несколько раньше. Высокочастотные колебания приводят к образованию крупномасштабных вихрей и интенсивность теплообмена уменьшается. Таким образом экспериментально было показано, что с помощью наложения поля колебаний можно управлять интенсивностью процессов теплообмена в пределах переходных участков течения. В [17] было показано, что существуют два диапазона частот колебаний (3–5 Гц и около 200 Гц), в пределах которых имеет место интенсификация теплообмена. Считается, что причиной этому

является совпадение частот турбулентных пульсаций в зоне оттеснения набегающего потока с частотой звукового поля.

Влияние поперечных резонансных акустических колебаний на процесс теплоотдачи при ламинарном течении жидкости в плоском канале теоретически изучалось в [62]. Анализ аналитических результатов показал, что в области акустического погранслоя в течении появляются вихревые жгуты, которые являются причиной изменения механизма процессов переноса и, как следствие, интенсивности теплообмена.

1.2. Вибрации и кипение

Тепломассообменные процессы в кипящих системах в принципе имеют периодический характер: появление и отрыв паровых пузырьков, снарядное течение двухфазных потоков в трубах, волнообразное влияние жидкости при ее взаимодействии с паровым потоком и т.п. Эти влияния или сами являются колебательными, или приводят к генерации и разрушению в системах периодических пульсаций, которые в свою очередь изменяют внутренние характеристики кипения. Сложность при описании процесса переноса тепла и массы с изменением фазового состояния рабочего тела в статических условиях затрудняет изучение нестационарного кипения, характерного при вибрациях. Этим объясняется небольшое количество работ и их противоречивость в объяснении направления влияния вибраций на интенсификацию кипения. Пока ясно, что с ростом напряженности парообразования влияние внешних и внутренних воздействий снижается и увеличить вклад вибровоздействий можно только при повышении их энергии (частоты и амплитуды колебаний).

Обычно при рассмотрении задач теплообмена и гидродинамики кипения жидкостей процесс кипения идеализировано разбивают на ряд простых процессов, включающих перегрев жидкости ΔT , образование пузырей, их рост, исчезновение, отрыв и их движение в жидкости. Для вычисления величины теплового потока q , снимаемого кипящей жидкостью, определяют также частоту появления паровых пузырей на поверхности нагрева f , плотность центров парообразования n и т.п.

1.2.1. Зарождение паровых пузырей в условиях звуковых колебаний

Е.И. Несис с сотрудниками показал, что кипящие системы можно рассматривать как связанные колебательные системы, вызывающие в общем случае растущие захлопывающиеся пузыри и парожидкостный слой, способный совершать упругие колебания. При определенных условиях в таких системах реализуются резонансные явления, способствующие появлению и исчезновению паровых пузырьков. Наличие звуковых колебаний приводит к существенному (на порядок и более) облегчению условий образования в метастабильных жидкостях паровой фазы. Это может быть объяснено снижением в звуковой волне активационного барьера для образования парового

пузырька [46], так и активацией центров кипения на твердой стенке. Поэтому в условиях вибровоздействий и колебаний давления тепловой поток и начальные перегревы для закипания жидкости уменьшаются, а обычный конвективный теплообмен может переходить при небольших тепловых нагрузках в режим кипения.

Известно, что при наличии ультразвукового поля реализуются аномально высокие значения подъема жидкостей в смачиваемых капиллярах [60]. Этот эффект наблюдается и при низкочастотных колебаниях [47], причем установлено [47], что скорость объема жидкости экспериментально зависит от частоты колебаний и возрастает с увеличением смачивающих свойств жидкости (с увеличением краевого угла смачивания). Если рассматривать углубление на поверхности нагрева как капилляр, частично заполненный жидкостью, то следует ожидать, что наложение вибраций, перпендикулярных поверхности нагрева, приводит к углублению поверхности раздела фаз внутрь поры и в конечном итоге к ее дезактивации. Это вызывает, по мнению авторов [47], уменьшение частоты образования пузырьков пара и, скорее всего, увеличение размеров отрывающегося пузырька. Но с другой стороны, пульсационное движение жидкости возле поверхности нагрева будет способствовать смачиванию сухого пятна под паровым пузырем раньше, чем он достигнет отрывных размеров. Это может существенно изменить закономерности пузырькового кипения (и его механизм), ибо частота появления пузырьков и их размеры будут определяться не столько теплофизическими характеристиками, сколько параметрами вибрации. Какой из двух механизмов кипения будет преобладающим, пока не ясно.

В энергетических аппаратах и физико-химических технологиях перегрев жидкостей играет, как правило, отрицательную роль, снижая эффективность процессов и приводя к неустойчивой работе оборудования. Поэтому в литературе достаточно большое внимание уделяется возможным способам устранения перегревов, т.е. инициированию зародышеобразования с целью обеспечения более раннего закипания. Одним из таких способов, достаточно изученным, является инициирование вскипания ультразвуком. Эксперименты, приведенные в [13, 21], показали влияние облучения ультразвуком на уменьшение среднего времени жизни перегретой жидкости. Авторы сделали вывод, что влияние ультразвука увеличивает вероятность вскипания, не меняя самого механизма вскипания. Частота колебаний влияет только в определенных узких резонансных областях. Впервые большой объем работ по изучению теплоотдачи вибрирующего теплового источника был представлен в [48]. Было показано, что величина отводимых от вибрирующей поверхности тепловых потоков существенным образом зависит от предыстории процесса и главным образом от наличия или отсутствия кипения на поверхности. В том случае, когда значение тепловых потоков не соответствует области начального и развитого кипения, последовательное увеличение или уменьшение тепловых нагрузок приводит к обратным изменениям тепловых режимов в объеме. Было получено, что по сравнению со стационарным случаем теплоотдача увеличивается в 2 раза и более пропорционально амплитуде вибраций и частоте

колебаний. Но при увеличении тепловой нагрузки имеют место другие закономерности: обратный переход режима кипения к однофазной конвекции реализуется при значительно более низких тепловых потоках и перегревах. Возникает гистерезисная петля (рис. 1.1) Повышенное зародышеобразование на вибрирующей поверхности объясняем тем, что зародыши кипения помимо изотермического роста в тепловом пограничном слое получают возможность адиабатического роста - расширения - сжатия акустического пограничного слоя. При первичной активации центра парообразования вклад этих двух составляющих примерно одинаков, хотя способность к адиабатическому росту зародыша может преобладать, что приводит к образованию на поверхности паровых пузырей при меньших перегревах. При деградации центра вклад теплового механизма роста пузырей непрерывно

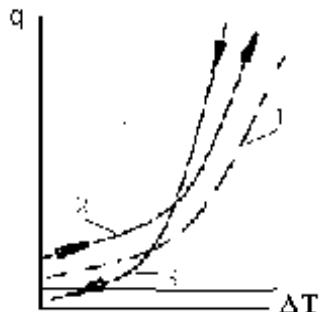


Рис. 1.1. Гистерезис при кипении

снижается, в то время как влияние предельного поля давления жидкости возле поверхности остается неизменным и, значит, становится в этих условиях определяющим. Поэтому на вибрирующей поверхности парообразование наблюдается при значительно более низких перегревах и тепловых потоках. Повышенная устойчивость центра парообразования в условиях вибровоздействий связана с появлением возле поверхности тонкого слоя, колебания давления в котором облегчают появление следующего пузыря после отрыва предыдущего, а отсутствие течений препятствует заполнению активной впадины жидкостью [48]. Явление гистерезиса при переходе от конвекции к кипению при вибровоздействиях было обнаружено также при изучении теплообмена на поверхности малого размера [4]. Был сделан вывод о воздействии вибрации на тепловой погранслой: вибрация приводит к возникновению струйных пульсирующих течений, что способствует утончению теплового погранслоя на охлаждающей поверхности и росту коэффициентов теплоотдачи. Вибрация сложным образом влияет на условия возникновения пузырькового кипения: с одной стороны, вибрация приводит к нарушению развития паровых зародышей внутри наружной поверхности нагрева (за счет возмущений; вносимых в погранслой закономерными пульсациями давления); с другой – через вышеупомянутые утончения теплового погранслоя. В [35] получены количественные результаты по влиянию частоты и ускорения индуктора колебаний на высоту подъема жидкости в цилиндрическом капилляре. На резонансных частотах наблюдается увеличение динамической составляющей давления, которое приводит к аномально высокому подъему жидкости в капиллярах, что связано с изменением динамического угла смачивания в условиях вибровоздействий и генерации паровых пузырей.

Вибрация существенно изменяет внутренние характеристики процесса кипения. Так как обычно разделяют кипение на вибрирующих нагревателях и при колебаниях жидкости, то в обоих случаях мы имеем взаимодействие

внешних колебательных воздействий и периодичности, связанной с образованием пузырей. Анализ осциллограмм показывает, что при вибрирующих нагревателях растущие на поверхности нагрева пузыри образуются в основном в период движения нагревателя вниз, т.е. в области разрежения.

1.2.2. Внутренние характеристики кипения в условиях вибровоздействий

Исследования различных авторов убедительно показывают, что вибрации, звуковые колебания существенно изменяют внутренние характеристики кипения – перегрев ΔT , частоту появления паровых пузырей f , их отрывные размеры (радиус) R_d , плотность центров парообразования n , скорость роста паровых пузырей \dot{R} , тепловые потоки q и коэффициент теплоотдачи α при кипении. Так как все эти известные данные разрозненные, то мы обобщим их по каждой из характеристик кипения.

1.2.2.1. Перегревы жидкости

1. Количественные данные по зависимости перегревов жидкости при ее кипении на проволоках приведены в работе И.И. Маркова [37]. Его опыты проводились на воде при перегревах 2-3 градуса и изменении частоты колебаний в капилляре от 1 Гц до 2 кГц. Пузыреобразование на исследуемом центре глубиной 2-4 мм отсутствовало. Но при колебаниях 50 Гц ($A=1,15$ мм) капиллярная цилиндрическая пора становилась активной. При кипении на проволоке в объеме 0,5 л активация центра кипения имела место при частоте колебаний в 170 Гц ($A=0,25$ мм). При температурном напоре 7,4 К начало кипения имело место при $\omega = 30-180$ Гц и $A=1,15-0,23$ мм. При перегреве в 10 градусов имело место самопроизвольное вскипание без вибраций.

Таким образом при кипении на проволоке, находящейся с зазором 0,005 мм в капилляре, перегрев без кипения ΔT_0 составил 10 градусов, при

частотах 30–180 Гц -

$\Delta T = 7,4$ К, т.е.

$\overline{\Delta T} = \Delta T / \Delta T_0 \approx 0,74$.

Во второй серии опытов кипение

осуществлялось на

вибрирующей

стальной плите. Их

результаты в виде

зависимости ΔT от

частоты вибрации ω

при

постоянной

амплитуде представ-

лены на (рис. 1.2).

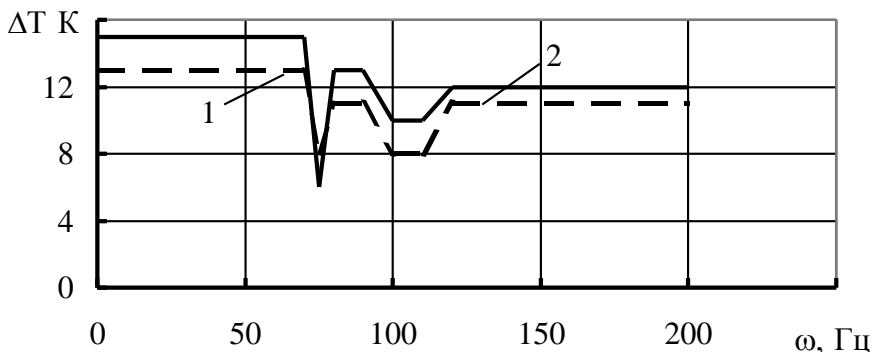


Рис. 1.2. Зависимость температурного напора Δ от частоты вибрации ω нагревателя (проволочки) при постоянной амплитуде A при кипении воды на проволоке из стали по данным [37]; 1 - термопара на глубине 2мм; 2 - на глубине 1мм

Как видно, характер изменения ΔT зависит от глубины, на частотах 75 и 100 Гц наблюдается крутое падение температурного поля, что свидетельствует об увеличении коэффициента теплоотдачи α . Поэтому в дальнейшем будем рассматривать эффект вибрационного воздействия путем введения относительного температурного напора $\overline{\Delta T} = \Delta T / \Delta T_0$, где ΔT_0 напор при нулевой частоте колебания. В этом случае относительный напор для обеих термопар сближается, (т.е. становится близким по температуре на поверхности нагрева T_w).

Таблица 1.1. Температурный напор ΔT в функции от частоты вибрации при кипении воды на плите (по [37])

ω , Гц	0 - 70	75	80 – 90	100	120 - 200
* ΔT (I) (2 мм)	15	8	13	10	12
** ΔT (II) (1 мм)	13	6	11	8	11
$\overline{\Delta T}_I$	1	0,53	0,87	0,67	0,8
$\overline{\Delta T}_{II}$	1	0,116	0,85	0,62	0,85

*) – значение температуры на глубине 2 мм;

**) – то же на 1 мм.

Таким образом, в этой одной из первых работ главное заключается в том, что обнаружен существенный эффект воздействия вибраций на процесс кипения (на частотах 75 и 100 Гц), который увеличивал коэффициент теплоотдачи в два раза.

2. Существенный по объему вклад в исследование теплообмена при вибрациях был сделан Ю.В. Наврузовым и др. [48, 58, 79] на вибрирующем горизонтальном нагревателе [41]. Эксперименты подтвердили, что вибрация нагревателя значительно трансформирует базовую температуру теплообменной поверхности. Было получено, что низкочастотная вибрация может существенно снизить температуру поверхности нагрева, а высокочастотная – повысить. Был сделан вывод, что изменение гидродинамического состояния парожидкостного потока под теплообменной поверхностью в условиях вибровоздействий может привести к скачкообразному изменению коэффициента теплоотдачи (в пределах от 200 до 300 Гц).

Обработка опытных данных по ΔT Ю.В. Наврузова и др. в относительном виде и их представление в виде зависимости от частоты колебаний нагревателя ω представлены на (рис 1.3). Как видно, в режиме перехода к пузырьковому кипению (кр.1, $q = 0,7 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2$) минимум ΔT (а значит максимум α) имеет место при $\omega < 100 \text{ Гц}$. При $\omega > 100 \text{ Гц}$ вибрационный режим ухудшает теплообмен ($\overline{\Delta T} > 1$). При развитом кипении

($q = 0,35 \cdot 10^6$ Вт/м², кр. 2) наблюдается ухудшение режима теплообмена на частотах $\omega < 100$ Гц.

В режиме перехода к пленочному кипению (кр. 3, $q = 0,9 \cdot 10^6$ Вт/м²) минимум перепада температур имеет место при $\omega = 100$ Гц. Экстремум (максимум) ΔT при $q = 0,9 \cdot 10^6$ Вт/м² соответствует частоте $\omega = 300$ Гц. При низких частотах вибрации поверхности температура ее нагревая снижается на несколько десятков градусов (53 К), а при высоких частотах может, наоборот, превышать базовую (без колебаний). Вибрация при низких частотах может увеличивать коэффициент теплоотдачи в 2–3 раза. При образовании паровой пленки на теплообменной поверхности происходит резкий спад q от $0,9 \cdot 10^6$ до $0,37 \cdot 10^6$ Вт/м². Вибрация теплообменной поверхности приводит к повышению этого значения во всем диапазоне исследуемых частот. Количественные значения падения или роста ΔT и q в основном являются следствием резонансных эффектов, характерных в количественном отношении именно для используемой системы “объем жидкости – амплитуда колебаний – поверхность теплообмена – род жидкости”.

В [58] было определено также влияние амплитуды вибрации на величину перепада температуры (при фиксированной частоте колебаний). С увеличением амплитуды колебаний температура поверхности нагрева падает при кипении этанола с подогревом.

Как видно из таблицы 1.2, с ростом амплитуды колебаний уменьшается температура поверхности, т.е. термическое сопротивление переносу тепла от нагретой поверхности к жидкости в условиях вибрации становится существенно меньше.

Таблица 1.2. Зависимость изменения температуры нагревателя из меди T_w при воздействии вибрации в сравнении с температурой поверхности T_{w0} при $\omega = 0$

$A - 10^{-3}$ м	0,25	0,5	0,8	0,9	2,4	ω , Гц
$T_{w0} - T_w$	3,7	7	10	13,1	2,4	25
$T_{w0} - T_w$	9,2	5,3	8,2	10,7	2,0	20
$T_{w0} - T_w$	4	5,8	7,7	9	4	15

3. На рис. 1.3 показаны также относительные перегревы в условиях вибрационных воздействий, полученные в [35] при кипении на поверхности малого размера и при ускорении колебательного индуктора 6g. Несмотря на то, что объем жидкости и поверхности нагрева были отличны от таковых в [41], экстремум по интенсификации теплообмена при кипении совпал (40–50 Гц). Это может свидетельствовать, что акустические свойства процесса парообразования и их взаимодействие с колебаниями играют большую роль, чем объем жидкости, в которой происходит кипение. Как видно, при минимуме ΔT (максимуме α) интенсификация теплообмена за счет вибровоздействий

может достигать 3. Это объясняется наличием струйных пульсационных течений в тепловом пограничном слое вследствие знакопеременных пульсаций давления, приводящих к нарушению равновесия паровых зародышей внутри пор поверхности нагрева. Но с другой стороны, утоньшение теплового погранслоя вследствие виброперемешивания затрудняет активацию центров парообразования, что увеличивает ΔT . Очевидно, что эти два противоположных фактора и определяют экстремум по ΔT .

Другим, менее сильным фактором, осуществляющим экстремумы в интенсификации вибровоздействий, является соотношение размеров индуктора и рабочей камеры. В случае, когда их размеры близки, помимо динамического давления, в системе появляется дополнительное статистическое давление,

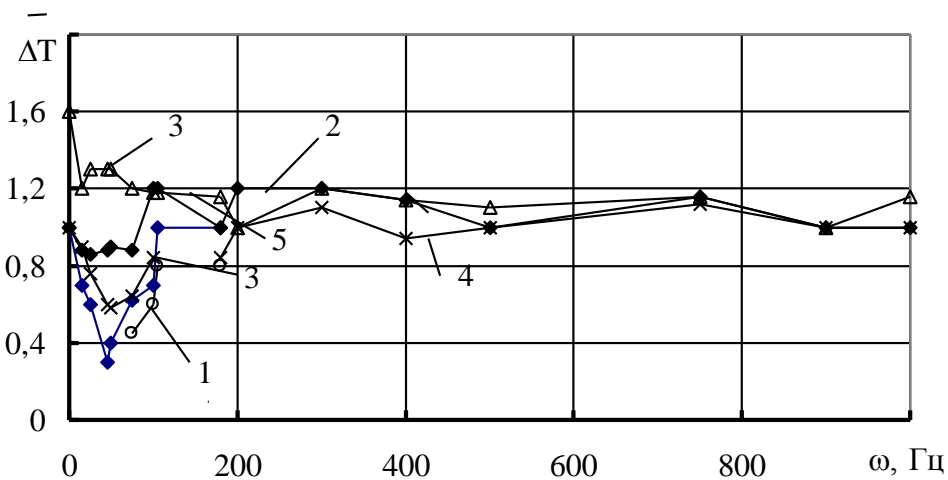


Рис. 1.3. Зависимость относительного перегрева $\Delta T = \Delta T / \Delta T_0$ от частоты колебаний: 1 - $q = 0,710^5 \text{ Вт/м}^2$; 2 - $q = 0,35 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$; 3 - $q = 0,69 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$; 4 - [35]; 5 - [37]

величина которого зависит от формы индуктора (что дает возможность расширять область управления теплоотдачей при кипении) [35].

На рис. 1.3 нанесены также экспериментальные точки из работы [35] (т. 5), которые также согласуются и количественно и

качественно с опытами всех рассмотренных выше работ как в части наличия экстремума, так и в части величин увеличения коэффициента теплоотдачи при кипении.

4. Фактическое повторение опытов Ю.В. Наврузова было выполнено V. .Zitko – N. Afgan [101], которые кипятили воду на вертикальной и горизонтальной пластинах в условиях вибровоздействий до 70 Гц при амплитудах $A = 0 - 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ и при тепловых нагрузках $q = 33,7 - 54,9 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$ (при атмосферном давлении). Обработка экспериментов [101] позволила нам представить графическую зависимость $\overline{\Delta T}$ от частоты вибрации (рис. 1.4). Как хорошо видно, при $q > 34 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$ вибровоздействия интенсифицируют теплообмен в разной степени, но до величины $\sim 15\%$ в диапазоне тех частот, которые были обнаружены ранее в [35, 37, 41] (и лежащие в диапазоне частот отрыва паровых пузырей). Эти опыты показали более четко влияние амплитуды колебаний A на падение температурного напора: амплитуда $A = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ практически не влияет на ΔT ; наиболее сильно эффект вибровоздействий наблюдается при $A = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Интересно, что при малых амплитудах колебаний

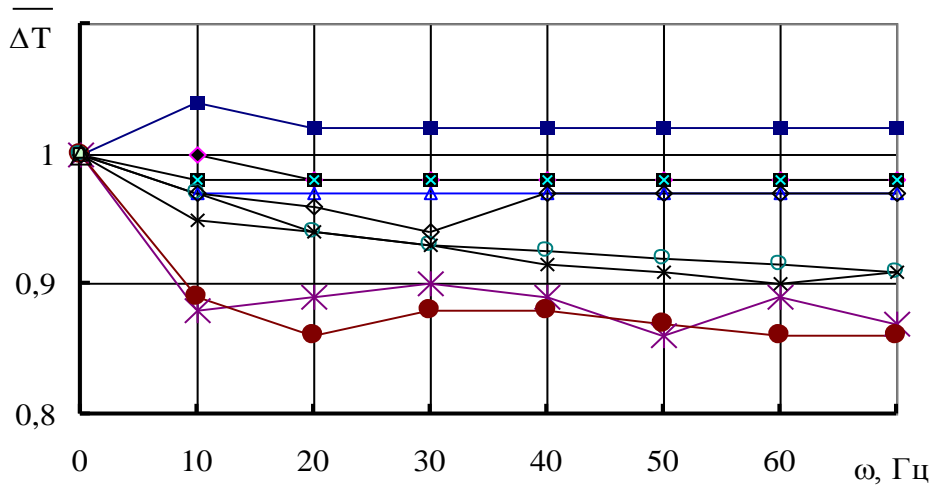


Рис. 1.4. Зависимость безразмерного температурного перепада от частоты вибровоздействия ω при различных амплитудах колебаний A и тепловых потоках по экспериментам [74]:

—■— 1 —◆— 2 —■— 4 —*— 5 —●— 6 —○— 7
—△— 8 —×— 9 —◇— 10 —□— 11 —△— 12

1-4 $A=0,5 \cdot 10^{-3}$ м; 5-8 — $A=1 \cdot 10^{-3}$ м; 9-12 $A=2 \cdot 10^{-3}$ м;
1,5,9 $q=34 \cdot 10^4$ Вт/м²; 2,6,10 — $q=42 \cdot 10^4$ Вт/м²;
3,7,11 — $q=48 \cdot 10^4$ Вт/м²; 4,8,12 — $q=55 \cdot 10^4$ Вт/м²;

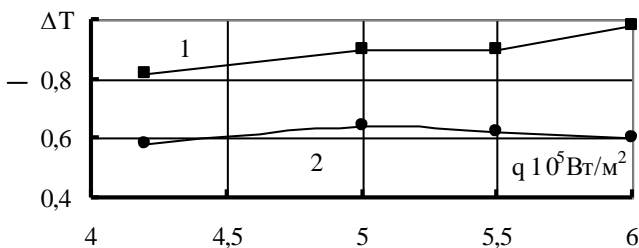


Рис. 1.5. Зависимость температурного перепада ΔT от теплового потока q при $\omega=40$ Гц и $a=2 \cdot 10^{-3}$ м; для 1- горизонтального и 2 - вертикального нагревателя

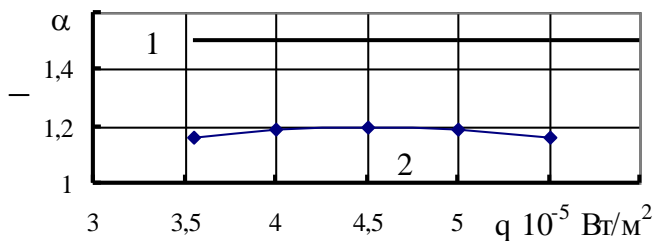


Рис. 1.6. Отношение коэффициентов теплоотдачи вертикальных и горизонтальных поверхностей: 1 — при $\omega=40$ Гц, $a=2 \cdot 10^{-3}$ м; 2 - без вибраций

малый тепловой поток ухудшает теплообмен, но при $A=1-2 \cdot 10^{-3}$ м наоборот, эффект вибрации наиболее сильно сказывается при меньших потоках (при начальном кипении). Опыт [101] показал, что малые амплитуды ($\sim 0,5 \cdot 10^{-3}$ м) с ростом тепловых потоков усиливают действие вибрации до $q_{кр}$ (это очень важно, т.к. основная проблема — защита от прогаров при

$q \cong q_{кр}$, и так открывается перспективный путь борьбы с кризисом кипения через вибрации, но при уменьшенных амплитудах). С увеличением A эффект получается противоположного характера — при малых q он достаточно силен, но с ростом q (и приближенным к $q_{кр}$) эффект ослабевает (т.е. тут не особенно перспективно отодвигать наступление кризиса). Если использовались данные работы [100], то можно сопоставить теплообмен с вибровоздействием на горизонтальной и вертикальной поверхностях. На рис. 1.5 опытные точки по перегревам представлены в относительном виде соответственно для случая кипения на

горизонтальной (1) и вертикальной (2) поверхностях теплообмена.

Как видно, термическое сопротивление на вертикальной поверхности меньше на 20 %. Отношение коэффициентов теплообмена при кипении с вибрацией на вертикальной и горизонтальной поверхностях представлены на рис. 1.6 (кр. 1). Там же дано отношение этих коэффициентов $\bar{\alpha} = \alpha_v / \alpha_0$ для случая без вибраций (по [34]).

Видно, что вибрации усиливают теплообмен в большей степени на горизонтальной поверхности, чем на вертикальной. Эти же авторы исследовали влияние колебаний на кипение спиртовидных смесей при частоте 10-70 Гц. Зависимость перегревов (по отношению к кипению без вибраций) от частоты представлена на рис. 1.7.

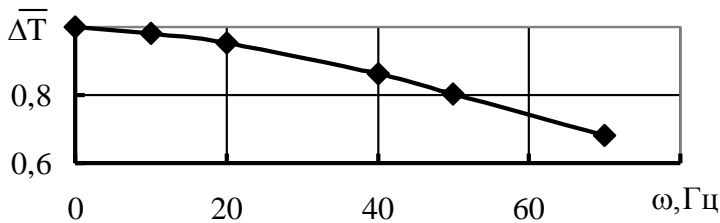


Рис. 1.7. Зависимость перегрева от частоты вибровоздействий при амплитуде 0,5 мм (спиртовая смесь)

Подтверждено, что для водноспиртовых смесей коэффициент теплообмена увеличивается до 18 %. В последней работе этих авторов [81] сравниваются коэффициенты теплоотдачи при вибрациях кипящей воды и этилового спирта на вертикальных и

горизонтальных поверхностях ($q=8-75 \text{ Вт/м}^2$, $\omega=0-70 \text{ Гц}$, $A=0-2 \text{ мм}$). Особенностью этой работы было представление зависимостей в функции от произведений $A\omega$ или $A\omega^2$. В обоих случаях ясно видно, что на вертикальной поверхности темп влияния вибровоздействий более сильный, чем на горизонтальной.

5. Интересная работа была недавно выполнена в Вашингтонском университете J.N. Chung, T.J. Shyder, J.S. Siher [82] по изучению кипения в звуковом поле в условиях *микрогравитации*. Это важная проблема, требующая своего решения и практического применения для обеспечения процесса эффективного кипения в невесомости. Если сравнить процесс парообразования в земных условиях и при гравитации, видна основная проблема эффективности

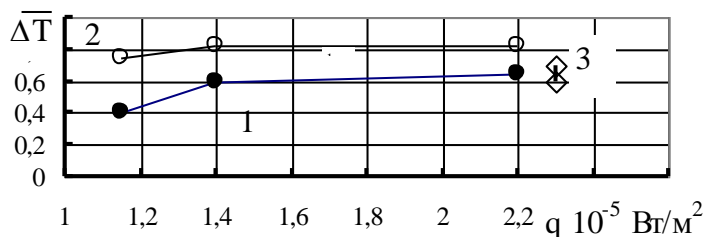


Рис. 1.8. Влияние тепловых потоков на относительный температурный перепад при кипении жидкости FC72 на платиновой проволоке в звуковом акустическом поле по экспериментам [82]: 1 - нагреватель расположен в пучности волн; 2 - кипение в условиях микрогравитации при нахождении нагревателя в пучности волн; 3 - без кипения и колебаний

теплообмена — надежный отвод пузырей от поверхности нагрева. Поэтому в условиях микрогравитации вокруг нагревателя собираются паровые пузыри больших размеров, что существенно ухудшает теплообмен. Сейчас можно считать установленным, что в условиях действия звуковых волн отвод пузырей от поверхности нагрева существенно ухудшается. Эксперименты работы [82] показали, что в общем

теплообмен в звуковых полях улучшается, но его эффективность в земных условиях зависит от того, где находится нагреватель: если он располагается в пучности волны, то перегревы уменьшаются в 1,5–2 раза, а если в узле волны – то на 10–20%. Но в условиях микро-гравитации тепло-обменные и гидродинамические эффекты имеют место только в случае, если нагреватель располагается в пучности волны: пузыри удаляются от нагревателя лучше, чем в земных условиях, а температурный напор уменьшается на 20 – 30% (рис. 1.8 т. 3). Если нагреватель находится в узле волны, то все пузыри собираются на нагревателе и теплообмен и гидродинамика ухудшаются в сравнении с земными условиями при кипении со звуковыми колебаниями и нагревателе в узле.

6. Обработка экспериментов в [82] по кипению жидкости FC-72 в звуковом поле с частотой 10,18 кГц (2,6 атм) подтвердила результаты [101]: с ростом тепловых потоков перегрев растет (коэффициент теплообмена уменьшается), т.е. эффект вибрационного воздействия снижается (рис. 1.8).

Аналогичную оценку влияния вибрации на внутренние характеристики кипения впервые сделали авторы в [59]. Основной идеей авторов была гипотеза, что вибрации влияют через угол смачивания θ , который меняется

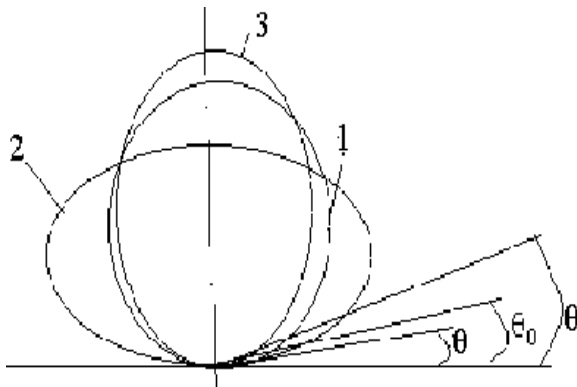


Рис. 1.9. Схема роста пузыря на поверхности нагрева в стадии (1) при фазе подъема поверхности (2) и при фазе ее опускания (3)

при движении пузыря при перемещении поверхности нагрева по закону: $x = A \sin(\omega \tau)$, где A – амплитуда колебаний (рис. 1.9). Было принято, что угол смачивания θ изменяется по закону синуса $\theta = \theta_0 + A_\theta \cdot \sin(\omega \tau)$, причем рассматривается временной промежуток в течение одного цикла (время появления пузыря τ_w и время его роста и отрыва τ_d), т.е. $\tau = \tau_w + \tau_d = 1/f$. Величина

амплитуды колебаний угла смачивания A_θ определялась из геометрической связи между радиусом пузыря R и радиусом

устья впадины R_c [51]: $R_c = R \cdot \cos(\alpha - \theta)$ (α – полуугол при вершине впадины). Разложение α и θ в ряд Тейлора (как это обычно делается при линеаризации вокруг точки θ_0), дало результат (с учетом, что $\delta R = A$)

$$\delta \theta = A_\theta = \frac{\cos^2(\alpha - \theta_0) A}{\sin(\alpha - \theta_0) R_c},$$

т.е. окончательно закон изменения угла контакта пузыря с поверхностью нагрева имел вид

$$\theta = \theta_0 + \frac{A \cos^2(\alpha - \theta)}{R_c \sin(\alpha - \theta_0)} \cdot \sin(\omega / f).$$

Если в качестве исходной зависимости принять формулу перегрева В. Приснякова [52] с учетом корреляции Rohsenow (см. [51])

$$\Delta T = \frac{2\sigma \cos \theta}{\Re \tilde{\rho}'' R_c},$$

то можно получить следующее выражение для относительного перегрева $\Delta \bar{T}$:

$$\Delta \bar{T} = \cos \Delta \theta - \operatorname{tg} \theta_0 \sin \Delta \theta_1,$$

где

$$\Delta \theta = \frac{A \cos^2(\alpha - \theta_0)}{R_c \sin(\alpha - \theta_0)} \sin(\omega / f).$$

Исследуя функцию $\Delta \bar{T}(\omega)$ на экстремум, авторы [59] получили следующее выражение частоты виброколебаний в экстремальной точке (в пределах диапазона времени $\tau=1/f$)

:

$$\omega_m = f \left[k\pi - \arcsin \left(\frac{\theta_0}{f} \frac{R_c \sin(\alpha - \theta_0)}{\cos^2(\alpha - \theta_0)} \right) \right].$$

Расчеты по этой формуле дали результаты $\omega_m=45$ Гц, что близко к экспериментальным данным (см. рис. 1. 3).

Мы приняли модель влияния вибраций через угол смачивания, который по некоторым схемам входит в косинус. Но существуют и другие схемы, согласно которым формулы перегрева содержат сложные тригонометрические функции от угла смачивания. Мы укажем на наиболее распространенную формулу Павлова Ю. [38], которую представим в относительном виде

$$\Delta \bar{T}_{н.к} = \frac{\Delta T_{н.к.о}}{\Delta T_{н.к.в}} = \left[\frac{f(\theta_o)}{f(\theta_\omega)} \right]^{3/2} \cdot \left[\frac{1 + [1 + \frac{\sqrt{c_o}}{2} (1 + F_1) f(\alpha + \theta_o) \sqrt{Ja}]}{1 + [1 + \frac{\sqrt{c_o}}{2} (1 + F_1) f(\alpha + \theta_o) \sqrt{Ja}]} \right]^{3/2}$$

или по следующей более простой аппроксимирующей зависимости $\Delta \bar{T}_{н.к} = \sqrt{\frac{f(\theta_o)}{f(\theta_\omega)}}$, где тригонометрическая функция $f(\theta)$ имеет вид

$$f(\theta) = 7 \times 10^{-3} \frac{[1 + \sin(\alpha + \theta)]^3 [1 + \cos(\alpha + \theta)]^2 [2 - \cos(\alpha + \theta)]}{\sin^3(\alpha + \theta)}.$$

1.2.2.2. Зародышеобразование в объеме жидкости

Как мы увидели, в случае гетерогенного зародышеобразования, вибрация оказывает существенное влияние на перегрев жидкости, который по

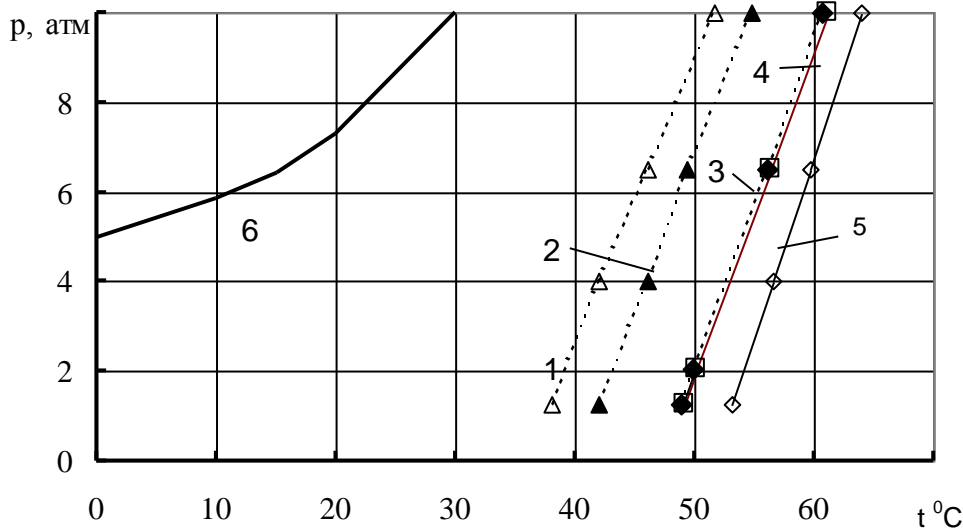


Рис.1. 10. Предельный перегрев чистого пропана в условиях периодического изменения давления: 1 - $\Delta p = 3 \text{ атм}$, 450 кГц; 2 - $\Delta p = 2 \text{ атм}$; 25 кГц; 3 - $\Delta p = 4 \text{ атм}$, 450 кГц; 4 - $\Delta p = 4 \text{ атм}$, 25 кГц; 5 - без колебаний; 6 - линия насыщения

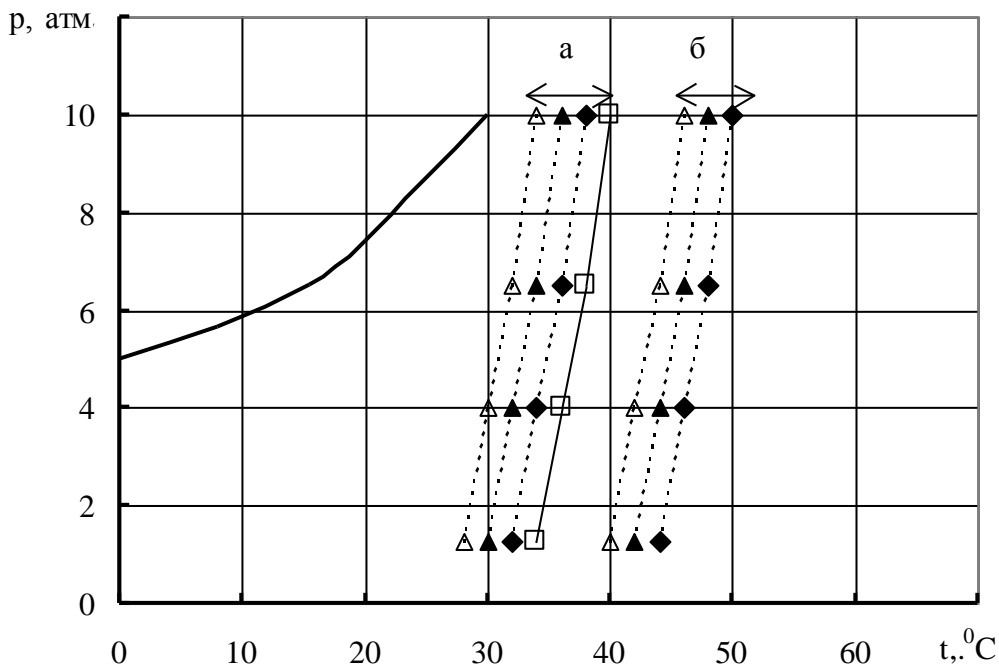


Рис. 1.11. Предельный перегрев пропана с содержанием 20% паробразной двуокиси углерода CO_2 в условия: периодического изменения давления и для чистого пропана

$\dots \triangle \dots$ 1- $\Delta p = 2 \text{ атм}$ $\dots \blacktriangle \dots$ 2 - $\Delta p = 5 \text{ атм}$
 $\dots \blacklozenge \dots$ 3 - $\Delta p = 2 \text{ атм}$ — \square — 4- без колебаний
 — 5- линия насыщения

величине меньше, чем идеальный перегрев в случае гомогенного зародышеобразования. Влияние периодических колебаний давления, генерируемых ультразвуковым генератором, на процесс образования зародышей паровой фазы изучалось Хаджиката К. с сотр. [75]. Сопоставление полученных экспериментальных данных с классической теорией гомогенного зародышеобразования выявило 2 случая влияния колебаний на количественные характеристики. Если жидкость не содержит какого-либо растворенного газа и период колебаний давления жидкости достаточно велик по сравнению с характерным временем зародышеобразования пузырьков, то ее

предельный перегрев можно оценивать с помощью обычной теории гомогенного зародышеобразования, прибегнув к квазистационарному приближению.

Если период колебаний давления соизмерим с характерным временем зародышеобразования, то увеличение амплитуды колебаний давления приводит в случае чистой жидкости к заметному снижению предельного перегрева (рис. 1.10, 1.11), вследствие чего зародышеобразование паровой фазы происходит при более низких температурах, чем это следует из расчета по обычной теории гомогенного зародышеобразования.

1.2.2.3. Рост паровых пузырей

1. Экспериментально влияние вибраций на скорость роста пузырей исследовалось в [77, 33, 3]. Было установлено, что радиус эквивалентной среды пузыря растет не всегда монотонно (рис. 1.12). Это связано не с взаимодействием соседних пузырьков, а с их ростом в поле переменного давления. Увеличение амплитуды колебаний вызывает увеличение скорости роста пузырьков (рис. 1.12).

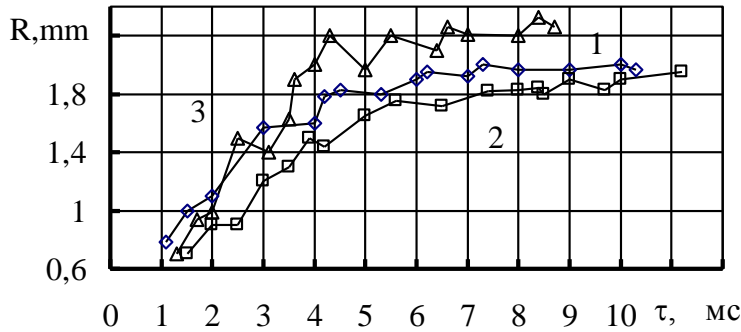


Рис. 1. 12. Рост паровых пузырей во времени без вибраций - 1; с вибрациями: 2 - $a = 0,05$ мм; 3 - $a = 0,1$ мм; $\omega = 120$ Гц

2. Теоретические исследования поведения паровых пузырьков в изменяющемся поле давления можно найти в ряде фундаментальных монографий [1, 45]. В случае, когда имеет место непрерывное изменение давления в системе и все процессы оказываются зависимыми от характера такого изменения, изменяющийся во времени тепловой поток q к границе предела

пузыри – жидкость определяется с помощью интеграла Дюамеля

$$q = -\frac{\lambda' T_{so} \Delta p}{R_o J \rho''} - \frac{1}{\sqrt{\pi a'}} \frac{\lambda' T_{so}}{J \rho''} \int_0^{\tau} \frac{1}{\sqrt{\tau-t}} \left(\frac{\partial p''}{\partial t} \right) dt.$$

Это соотношение позволяет получить уравнение, описывающее поведение радиуса пузырька в поле переменного давления (для тепловой схемы):

$$\frac{dR}{d\tau} = \frac{\lambda' T_{so}}{J^2 \rho''^2 \sqrt{\pi a'}} \int_0^{\tau} \frac{1}{\sqrt{\tau-t}} \left(\frac{\partial p''}{\partial t} \right) dt.$$

Для ступенчатого изменения: $p_s = p_{\infty} \chi(\tau - \tau_0)$ решение этого уравнения имеет вид

$$R = \frac{2}{\sqrt{\pi a'}} \frac{\lambda' T_{so} (p_{\infty} - p_s)}{J \rho''^2} \sqrt{\tau} + R_o.$$

При линейном изменении давления $\delta p_s = b \tau$ решение уравнения получается следующим:

$$R = \frac{4}{3} \frac{\lambda' T_{so} b}{J^2 \rho'^{1/2} \sqrt{\pi a'}} \tau^{3/2} + R_0,$$

т.е. изменение радиуса пузырька происходит быстрее, чем при ступенчатом изменении давления.

3. При периодических изменениях давления в жидкостях с паровыми пузырьками наблюдается сложная картина динамических явлений. Паровые пузырьки совершают периодические пульсации с частотой внешнего поля ω , хотя возможно появление собственных пульсаций с другими частотами. При периодических пульсациях может происходить увеличение средних во времени радиусов паровых пузырьков от некоторых начальных радиусов R_0 до больших размеров $R > R_0$. Отдельные пузырьки могут объединяться и разрушаться, приобретать сложную форму, отличающуюся от сферической, и т.п. Совокупность паровых пузырьков или полостей может не только испытывать действие внешнего поля, но и показывать обратное влияние на характеристики поля [1].

Исследование динамики парового пузырька в осциллирующем поле давления выявило два резонанса парового пузырька и явление «выпрямленной диффузии». С точки зрения постановки задачи, в частности определения теплового потока q при периодическом изменении T_s имеется одна особенность: периодическое изменение T_s отвечает значению q , не зависящему от начальных условий, т.е. имеет место установившийся процесс, который зависит от частоты отрыва пузырька. Тепловой поток на границе q при общем изменении температуры в виде $T_s = T_s' e^{i\omega\tau} = T_s' (\cos \omega\tau + i \sin \omega\tau)$ определяется формулой

$$q = T_s' \rho' c_p \sqrt{ia' \omega} e^{i\omega\tau}.$$

В случае инерционного механизма роста пузырька используется уравнение Рэлея и тепловой поток в приближении Дюамеля, что приводит к интегро-дифференциальному уравнению:

$$\bar{R} \frac{\partial^2 \bar{R}}{\partial \bar{\tau}^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{\partial \bar{R}}{\partial \bar{\tau}} \right) = \alpha - \beta \int_0^{\bar{\tau}} \left(\frac{\partial \bar{R}}{\partial \bar{\tau}} \right) \frac{d\bar{\tau}_1}{\sqrt{\bar{\tau} - \bar{\tau}_1}} - \frac{\delta}{\bar{R}},$$

$$\text{где } \bar{R} = R(R_0); \quad \bar{\tau} = \tau / \tau_*; \quad \tau_* = R_0 \sqrt{3/2 \frac{\rho'}{|\Delta p|}}; \quad \alpha = \frac{3}{2} \operatorname{sgn}(T_{so} - T_\infty);$$

$$\beta = \frac{J^2 \rho'^{1/2} \tau_*^{3/2}}{\rho'^2 c_p' T_s \sqrt{\pi a' R_0}}; \quad \delta = \frac{2 \sigma \tau_*^2}{\rho' R_0^3}.$$

Как видно из приведенных зависимостей, теоретическое решение задачи о росте парового пузырька в объеме сводится к решению сложных интегро-дифференциальных уравнений и потому анализ может быть только численным. Поэтому в литературе имеются, в основном, абстрактные численные расчеты без сравнения с опытными данными. Очевидно, задача влияния вибровоздействий на рост паровых пузырей еще требует своего дальнейшего исследования, особенно с учетом того, что до сих пор нет общепризнанной модели роста пузырей на поверхности нагрева. Естественно, для колеблющейся поверхности нагрева основой анализа должна быть модель роста пузыря на поверхности нагрева. Но оценка ряда авторов [1] позволяют качественно спрогнозировать процесс роста пузырька на колеблющейся поверхности нагрева или при воздействии периодического поля давления. Можно ожидать, что решение будет так же периодическим, причем скорость роста и закономерности эволюции пузырька будут определяться соотношением между периодом наложенных колебаний и модулем роста пузыря [68]. Оценки решений рассматриваемой задачи показывают, что показатель степени в законе роста пузыря будет больше его стационарного значения, равного $1/2$, т.е. пузырек будет эволюционировать быстрее [5]. Поэтому, если предположить, что эти особенности сохраняются и для паровых пузырей, растущих на поверхности нагрева, то следует ожидать, что активность процесса кипения в условиях колебаний и вибраций нагревателя будут больше, чем в стационарном (без колебаний) случае. Среди важных аналитических результатов можно отметить теоретическое объяснение упомянутого выше эффекта «внутренней диффузии», т.е. нелинейного эффекта, направленного от жидкости к пузырьку потока тепла. Физически это объясняется тем, что при уменьшении давления в волне температура его поверхности уменьшается и тепло идет от жидкости, а в фазе при повышении давления - в жидкость, исходящий поток меньше входящего за счет разницы поверхностей пузырька в фазах расширения и сжатия.

4. В [59] авторами была предложена первичная попытка прямой оценки влияния вибраций на изменение во времени радиуса пузырька. Согласно модели Д. Лабунцова рост пузыря на поверхности описывают формулой:

$$dR^2 = 4Ja a' c^2(\theta) d\tau,$$

где:
$$c^2(\theta) = \frac{1}{2} \frac{1}{(1 + \cos \theta)^{3/2} (2 - \cos \theta)}$$

Интегрирование этого выражения дает результат

$$R^2 = 4Ja a' \int_0^{\tau} \frac{d\tau}{(1 + \cos \theta)^{3/2} (2 - \cos \theta)},$$

где: $\theta = \theta_0 + A_{\theta} \sin(\omega \tau)$; $A_{\theta} = \frac{A}{R_c} \frac{\cos^2(\alpha - \theta_0)}{\sin(\alpha - \theta_0)}$

Если выбрать время τ в качестве реперных моментов сравнения величин радиуса без вибраций R_0 и с вибрациями R , то используя формулу Д. Лабунцова: $R_0^2 = 4c_0^2 Ja a' \tau$ можно получить относительное значение радиуса для каждого момента времени

$$\sigma = \bar{R} = \frac{R}{R_0} = \frac{1}{c_0^2 \tau_0} \int_0^{\tau} \frac{d\tau}{\sqrt{[1 + \cos(\theta_0 + A_{\theta} \sin \omega \tau)]^3 [2 - \cos(\theta_0 + A_{\theta} \sin(\omega \tau))]}},$$

Вычисляя интеграл этого выражения и задаваясь временем роста пузыря τ , можно сравнивать эффекты влияния вибраций на рост паровых пузырей.

В случае более общих моделей роста пузырей В. Ягова, В. Серебрянского можно аналогичным образом получить коэффициент влияния вибраций на σ .

5. В первом приближении можно для оценки влияния вибраций на закон роста пузыря воспользоваться опытными данными, приведенными на рис. 1.12. Вычисляя величину σ в каждый выбранный момент времени τ , можно

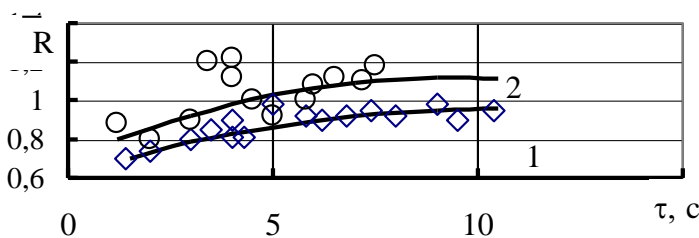


Рис. 1.13. Изменение функции $R = R_0/R_0$ во время роста паровых пузырей: 1- $A=0,05$ мм; 2- $A=0,1$ мм ($\omega = 120$ Гц)

определить ход функции $\sigma(\tau)$. График этой функции представлен на рис. 1.13. Предельное значение коэффициента σ до момента отрыва пузыря зависит от амплитуды колебаний (при заданной частоте): для $A=0,05$ мм $\sigma = \sigma_d = 0,95$; для $A=0,1$ мм $\sigma = \sigma_d = 1,13$ для ($\omega = 120$ Гц).

Как отсюда видно, влияние вибраций знакопеременно: при малых амплитудах A величина отрывных размеров уменьшается, при больших увеличивается. Количественное влияние амплитуды A на R_d требует дополнительных исследований.

1.2.2.4. Отрывные размеры паровых пузырей

Опытные данные [по 42] показали, что на отрывные размеры пузырей прежде всего влияет амплитуда колебаний A : с ее ростом R_d уменьшается. Обработка опытов Чеканова – Кульгиной [77] дала возможность получить зависимость коэффициента влияния вибраций χ от амплитуды колебаний $\chi = R_d/R_{d0}$. Эти первичные данные, представленные на рис. 1.14, показывают, что на частоте колебаний 80 Гц увеличение амплитуды колебаний уменьшает значение

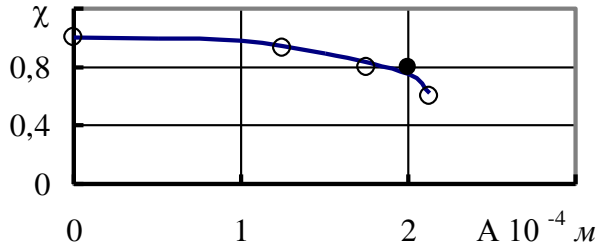


Рис. 1. 14. Зависимость функции χ от амплитуды колебаний A (для $\omega = 80$ Гц)

функции χ . Сравнение этих результатов с приведенными выше могут свидетельствовать о противоречивости этого влияния и поэтому в дальнейшем необходимо накапливать экспериментальный материал по изучению амплитуды и частоты колебаний на отрывные размеры паровых пузырей.

Теоретическая оценка влияния вибраций на отрыв паровых пузырей на вибрирующей

поверхности нагрева была впервые представлена авторами в [59]. Был рассмотрен простейший случай действия трех сил на паровой пузырь - архимедовой P_g , поверхностного сцепления P_σ и сопротивления P_c (или гидродинамической):

$$P_g = \frac{4}{3} \zeta \pi R_d^3 j (\rho' - \rho''),$$

$$P_\sigma = 2 \pi \sigma \sin \theta R_d,$$

$$P_c = C_d \frac{\rho' w^2}{2} S_m,$$

здесь: $\zeta = (2 + 3 \cos \theta - \cos^3 \theta) / 4$; $j = g - A \omega^2 \sin(\omega \tau)$;

S_m - площадь сечения пузыря, параллельного поверхности нагрева (для стационарного случая):

C_d - коэффициент сопротивления ($\sim 0,6$ [57]);

w - скорость перемещения купола пузыря, равная

$$w = (1 + \cos \theta) \frac{dR}{d\tau} + A \omega \cos(\omega \tau).$$

Авторы [84] для модели I приближения не учитывали влияния вибраций на скорость роста пузырей и принимали стационарный закон роста в виде

$R = \beta \sqrt{\tau}$, что дает $\frac{dR}{d\tau} = \frac{\beta}{2\sqrt{\tau}} = \frac{\beta^2}{2R}$ и облегчает вычисление скорости w и

гидродинамической силы P_c . Условие равновесия трех сил приводит к кубическому уравнению относительно величины отрывного радиуса пузыря R_d , которое может быть существенно упрощено для случая $\dot{R} \ll \dot{x}$ и решение для R_d приобретает вид:

$$R_d = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'') 2\xi g} \frac{3 [\sin\theta_0 \cos\Delta\theta + \cos\theta_0 \sin\Delta\theta]}{\left(1 - \omega^2 A \sin(\omega/f) / g\right)}}.$$

Отношение отрывных размеров пузырей для случая наличия вибраций R_d и без них R_{do} получилось в таком виде

$$\chi = \frac{R_d}{R_{do}} = \sqrt{\frac{\cos\Delta\theta + \operatorname{ctg}\theta_0 \sin\Delta\theta}{1 - A \omega^2 \sin(\omega/f) / g}}.$$

Как увидим, простейшая схема отрыва приводит к достаточно сложной алгебраической зависимости. Естественно, расширение эксперимента, набор статистики по величине отрывных размеров, использование других, более точных моделей отрыва позволит уточнить функцию χ .

1.2.2.5. Частота отрыва пузырей

1. Частота отрыва паровых пузырей от вибрирующей поверхности нагрева зависит от резонансных явлений, связанных с соотношением между частотой вибраций и частотой отрыва пузырей, а также геометрическими размерами емкости с жидкостью и генерирующими частотами. Поэтому экспериментальные исследования должны охватывать широкий спектр частот и амплитуд колебаний. В настоящее время имеется очень огромное количество данных по величине f в условиях вибрации.

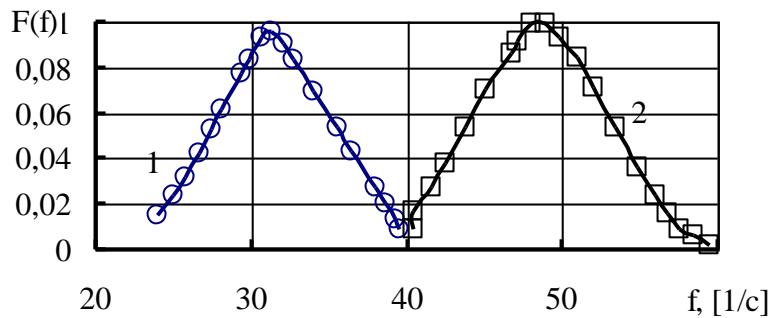


Рис.1.15. Влияние вибраций на частоту появления паровых пузырей 1 - неподвижный нагреватель, 2 - вибрирующий нагреватель

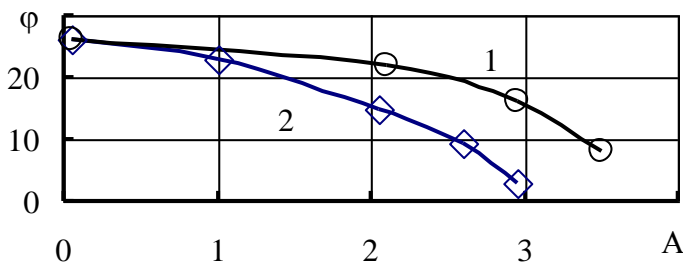


Рис. 1.16. Зависимость функции φ от амплитуды колебаний A при различных частотах : 1 - $\omega = 80$ Гц, 2- $\omega = 50$ Гц.

Авторы [59] проанализировали опытные данные Кульгиной [32] по величине частоты появления паровых пузырей f в условиях вибровоздействий: с увеличением амплитуды колебаний A и частоты ω , частота появления пузырей f уменьшается, причем влияние амплитуды A усиливается с уменьшением частоты колебаний нагревателем ω . Рис. 1.15 представляет распределение частот появления пузырей $F(f)$ на неподвижном вибрирующем нагревателе: видно, что вибрации существенно (в 2 раза) уменьшают частоту появления паровых пузырей.

Эффект влияния вибраций на f авторы [59] предлагают учитывать введением некоторой функции φ , представляющей отношение средних частот отрыва пузырей в условиях вибраций f и без них: $\varphi = f/f_0$. Результаты обработки опытов Л. Кульгиной в виде $\varphi = \varphi(A)$ для двух фиксированных частот – 50 и 80 Гц, – представлены на рис. 1.16. Хорошо видно влияние вибрационных полей на частоту отрыва f . Л. Кульгина с соавт. [33] изучала возможность влияния низкочастотных поперечных колебаний тонкого нагревателя на интенсификацию процесса теплообмена. Воздействие ультразвуковых колебаний нагревателя на частоту отрыва пузырьков при кипении с подогревом дегазированной дистиллированной воды приводило к уменьшению частоты отрыва f , а сам процесс кипения становился менее развитым. При этом в спектре шума недогретого кипения частота главного максимума сдвигалась в сторону области более низких частот (рис. 1.17).

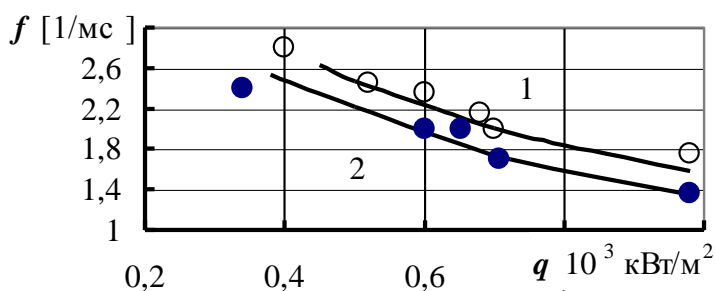


Рис. 1.17. Зависимость частоты главного максимума в спектре шума недогретого кипения от теплового потока при вибрациях (2) и без них – (1) из [56]

В работе В.А. Антоненко, с соавт. [4] было установлено, что воздействие случайной частотой на одиночные центры парообразования не приводит к существенному изменению частоты f . Однако в случае наложения вибрации с частотой, равной частоте отрыва пузырей f , эффект воздействия оказывается существенным. Результаты

опытов [4] показали (рис. 1.18), что при совпадении обеих частот частота отрыва пузыря f уменьшается. При этом влияние вибрации на величину f тем сильнее, чем больше ускорение вибровозбудителя, и чем больше перемешивание жидкости в пристенном слое. Как видно из рис. 1.18, в ряде

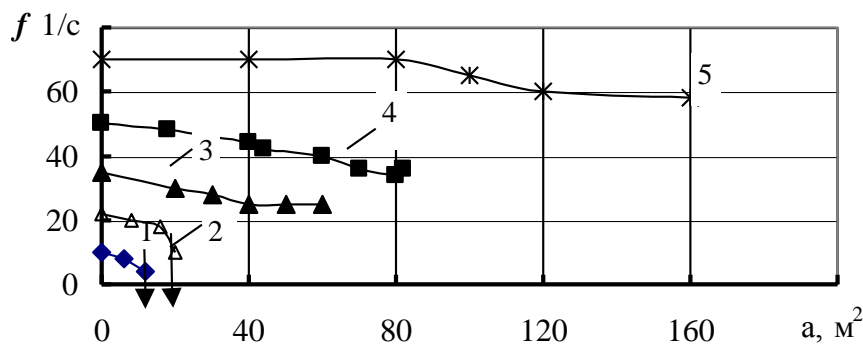


Рис. 1.18. Влияние ускорения вибровозбудителя на частоту генерации одиночных паровых пузырей при условиях совпадения частот $F=f$, стрелки показывают направление работы ЦПО 1- $q=380$ Вт/м²; 2- 430; 3- 500; 4- 710; 5- 970; [72]:

случаев даже удастся вообще подавить работу ЦПО, что объясняется резонансными явлениями в системе жидкость – пар. Увеличение ускорения вибровозбудителя до определенного уровня f_m приводит к максимальной интенсификации теплообмена. Величина f_m прямо пропорциональна ускорению

вибровоздействия a (рис. 1.19) [4].

2. Теоретическая оценка влияния вибраций на частоту появления пузырей была представлена в [59] на основе формулы [51]

$$\bar{f} = f/f_* = \frac{4}{\pi} \left(\frac{Pe_*}{Ja} \right)^2 \left[1 + \frac{1}{\pi c^2 \phi^2} \left(\frac{\bar{R}_d Pe_*}{Ja^2} \right)^2 \right]^{-1}$$

Если сравнение частот на неподвижном и вибрирующем нагревателях производить в одинаковых теплогидродинамических условиях ($Pe_* = \text{const}$; $Ja = \text{const}$), то функция $\phi = f/f_0$ будет иметь довольно сложный вид:

$$\phi \cong \frac{\pi c_o^2 \phi_o^2 + (\bar{R}_d Pe_* / Ja^2)^2}{\pi c^2 \phi^2 + (\bar{R}_d Pe_* / Ja^2)^2},$$

где

$$\phi^2 = 1 + 2 \left(\frac{c_1}{c} \right)^2 Ja + 2 \frac{c_1}{c} \sqrt{\left(1 + (c_1/c)^2 Ja \right) Ja}; \quad c_1 = \sqrt{\frac{3}{4\pi}} \sin^2 \theta / (1 + \cos \theta)^2 (2 - \cos \theta).$$

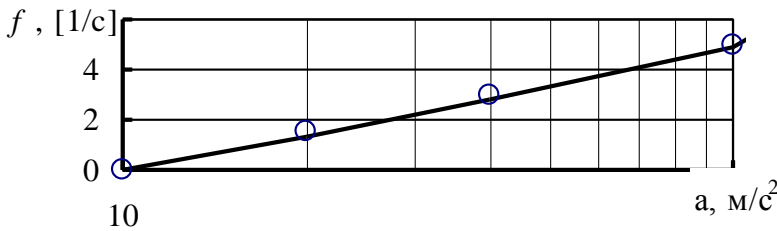


Рис. 1.19. Зависимость между минимальной достижимой частотой генерации паровых пузырей и ускорением вибровоздействия [72]

Как видно, теоретическая оценка влияния вибраций на частоту отрыва пузырей представляет достаточно трудную задачу, требующую дополнительных исследований.

1.2.2.6. Плотность центров парообразования

Эксперименты по величине плотности центров парообразования (ПЦПО) n достаточно сложные, и каких либо данных в условиях вибровоздействий в литературе не имеется. Поэтому в отношении этой внутренней характеристики кипения особую важность приобретают теоретические оценки влияния колебаний нагревателя на n . Относительная плотность центров парообразования $\bar{n} = n/n_{\max}$ определяется формулой [100]

$$\bar{n} = \exp(-3,1\bar{h}) / (b\bar{h}^\nu),$$

где $\bar{h} = h/h_m$ — отношение микронеровностей поверхности — текущей и среднеквадратичной; n_{\max} — максимальная ПЦПО (при наступлении кризиса);

$$h_{\max} = \eta_l / \bar{R}_{d1}^2,$$

\bar{R}_{dl} – отрывной диаметр при насыщении кризиса кипения, т.е.
 $\bar{R}_{dl} = f(\Delta T_{Ikp}) = f(Ja_{Ikp})$

$$\Delta T_{Ikp} = 0,5 \sqrt{\sigma T'' / \lambda'} v'^{0,25} \cdot \left(\frac{\sigma}{\rho'} \right)^{1/8} \left\{ \frac{\sigma}{kT \ln \frac{NkT}{n}} \right\}^{3/10},$$

$$\text{или } R_{dl} = c_2 \sigma \sqrt{\frac{J \rho'}{v g (\rho' - \rho'') \rho'' g}}.$$

Отсюда несложно установить, что вибрационное поле влияет на ПЦПО через отрывной размер парового пузыря в момент насыщения кризиса кипения, т.е.

$$v = n/n_0 = \chi^2.$$

Очевидно, что проблема влияния вибраций на ПЦПО требует своего разрешения.

1.2.3. Теплообмен при кипении

Большинство экспериментальных исследований содержат завершающую стадию – определение зависимости коэффициента теплоотдачи α , или снимаемых тепловых потоков q от перепада температур ΔT – при варьируемых частотах ω амплитудах A вибровоздействий. Соответственно этому мы будем рассматривать отдельно анализ экспериментальных зависимостей $\alpha(\Delta T)$; $\alpha(q)$ и $q(\Delta T)$.

1.2.3.1. Коэффициент теплоотдачи

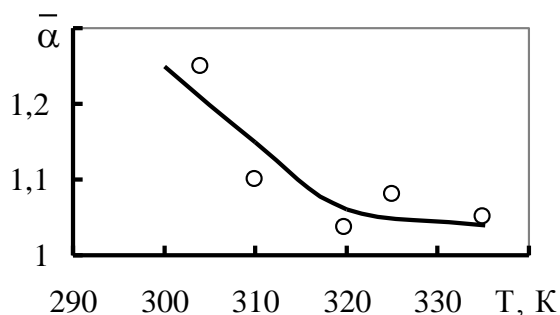


Рис. 1.20. Зависимость относительного коэффициента теплоотдачи от температуры жидкости при ультразвуковых колебаниях нагревателя

1. Одной из первых работ, в которой было определено увеличение коэффициента теплоотдачи при ультразвуковых колебаниях нагревателя при кипении дегазированной дистиллированной воды с недогревом, была работа Л.М. Кульгиной с сотр. [33]. Полученный ими график зависимости отношения коэффициентов теплоотдачи с вибрациями α и без вибраций α_0 представлен на рис.

1.20: видно, что в зависимости от температуры жидкости коэффициент теплоотдачи может увеличиваться на 5 - 30 %.

2. Увеличение коэффициента теплоотдачи на 13 % было получено также в опытах С.Д. Угрюмова с сотр. [71] на трубках малого размера ($d=18$ мм) при вибрациях с амплитудой колебаний 1,2 мм с частотой до 1450 Гц.

3. В.А. Антоненко с сотр. [4] исследовали влияние вибраций на интенсивность теплоотдачи при развитом и пленочном кипении на шероховатой поверхности малого размера при наложении вибраций с частотой 15 с^{-1} и ускорением 59 м/с^2 при различных расположениях вибровозбудителя. Было установлено, что с ростом плотности теплового потока интенсифицирующее влияние вибрации на тепло-обмен уменьшается и при развитом кипении может уменьшаться существенно (рис. 1.21). Авторы объясняют это тем, что в условиях развитого кипения паровые пузыри блокируют теплоотдающую поверхность и тем самым препятствуют перемешиванию объема жидкости в пристенном слое. Кроме того, двухфазный слой у поверхности нагрева и паровые пузыри представляют собой демпферы, поглощающие энергию колебаний. Особенностью различных кривых на рис. 1.21 является то, что они получены при различных положениях вибровозбудителя относительно поверхности нагрева. Хорошо видно, что место его размещения практически не влияет на характер изменения $\bar{\alpha}$ (колебаний $\pm 5 \%$). Авторы [4] пришли к выводу, что наиболее сильно вибрация объема жидкости сказывается на интенсивность теплоотдачи в начальных и конечных периодах кипения, а развитое кипение в их опытах интенсификации рассмотренным способам не поддается.

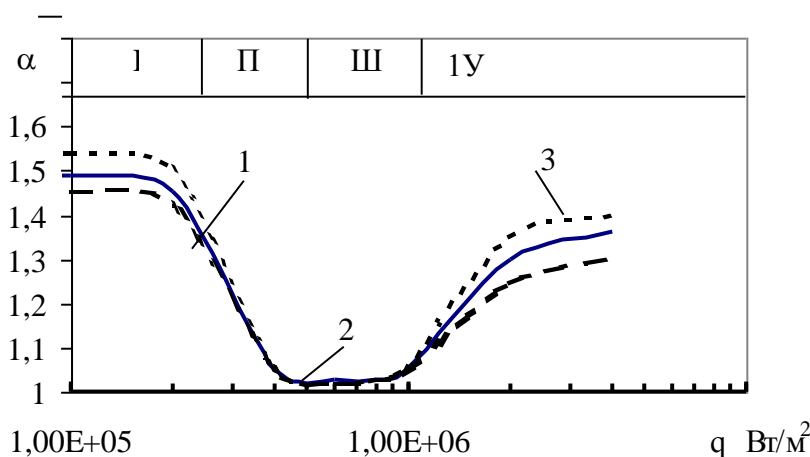


Рис.1.21. Кипение на шероховатой поверхности малого размера с вибрациями $\omega = 1,5 \text{ с}^{-1}$ и 59 м/с^2 : 1- вибровозбудитель установлен с зазором мм над поверхностью нагрева; 2 - на уровне поверхности нагрева; 3- на 5 мм ниже уровня поверхности нагрева; I - конвективный теплообмен; II - слабо развитое пузырчатое кипение; III - развитое пузырчатое кипение; IV - пленочное кипение

ровозбудителя относительно поверхности нагрева. Хорошо видно, что место его размещения практически не влияет на характер изменения $\bar{\alpha}$ (колебаний $\pm 5 \%$). Авторы [4] пришли к выводу, что наиболее сильно вибрация объема жидкости сказывается на интенсивность теплоотдачи в начальных и конечных периодах кипения, а развитое кипение в их опытах интенсификации рассмотренным способам не поддается.

4. Влияние амплитуды колебаний нагревателя A и частоты колебаний ω на коэффициент теплоотдачи α при кипении этилового спирта и его 25 % водного раствора исследовалось N. Afgan - V. Zitko [99]. Результаты нашей обработки их экспериментов в виде зависимости $\bar{\alpha}$ от амплитуды A при различных частотах колебаний показаны на рис. 1.22. Хорошо видно, что в смесях эффект вибровоздействия приблизительно в 2 раза больший, чем на

чистом веществе, при этом его величина изменяется от 15 % до 63 % по сравнению с теплоотдачей без вибраций.

В другой работе этих авторов [101] рассмотрено влияние теплового потока на увеличение коэффициента теплоотдачи при кипении с вибрациями (рис. 1.23). Как хорошо видно, для горизонтальной поверхности имеет тенденция снижения воздействия вибрации на α , для вертикальной поверхности эффект остается практически постоянным.

В работе N. Afgan - V. Zitko [81] сделана попытка представить результаты опытов при кипении воды и спирта в виде зависимости числа Nu от произведений $A\omega$ или $A\omega^2$. Эта обработка позволила только выявить более сильную зависимость числа Nu от этого произведения для вертикальной поверхности, чем для горизонтальной.

Какие же качественные выводы делают N. Afgan и V. Zitko в своих работах? Это, прежде всего, говорит о существенном увеличении

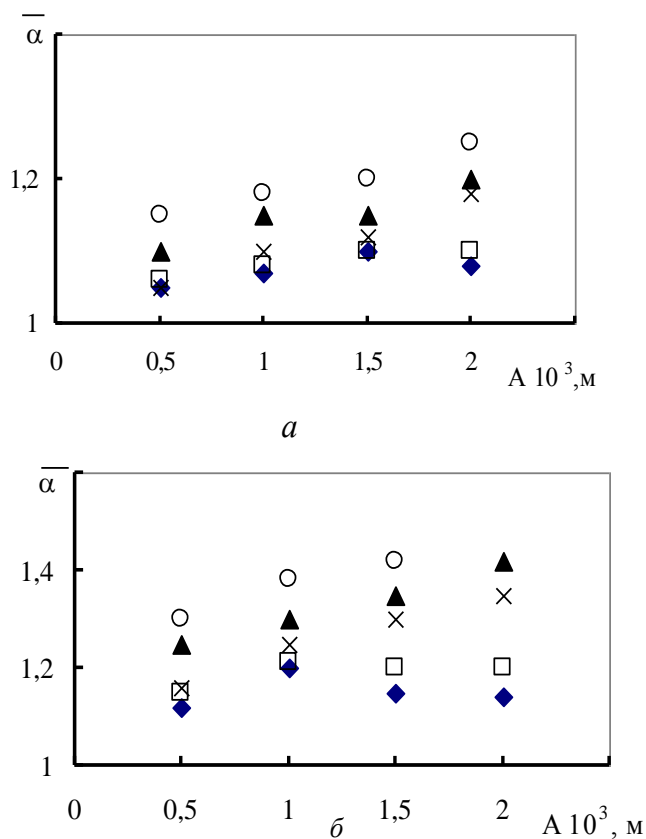


Рис.1.22. Увеличение коэффициента теплоотдачи от амплитуды колебаний нагревателя при различных значениях частот [85]: а -спирт, б - 25% раствор спирта. ◆ 10 Hz □ 20 × 40 ▲ 50 ○ 70

коэффициентов теплоотдачи при вибровоздействии на кипящую жидкость: от 18 % для чистой жидкости и более (для смесей) [99]. Горизонтальная вибрирующая поверхность создает эффект увеличения теплообмена только при низких тепловых потоках (причем эффект зависит от амплитуды, но не от частоты колебаний) [101]. Если сравнивать горизонтальную и вертикальную поверхности кипения, то использование вибровоздействий более эффективно для вертикальной поверхности [81], причем для воды увеличение коэффициента теплоотдачи не зависит от теплового потока, для спиртовых смесей это влияние имеет место при низких тепловых потоках [81].

Обработка опытных данных

дала возможность этим авторам рекомендовать следующие зависимости для расчета теплообмена с вибрациями [99]:

для чистой воды:

$$Nu_{0+100} = 9,26 \cdot 10^{-4} Re^{0,695} Pr^{0,35} K_p^{0,695},$$

$$Nu_{25}=17,2 \cdot 10^{-4} Re^{0,628} Pr^{0,35} K_p^{0,628},$$

$$Nu_{50}=1,02 \cdot 10^{-4} Re^{0,818} Pr^{0,35} K_p^{0,818},$$

$$Nu_{75}=19,9 \cdot 10^{-4} Re^{0,64} Pr^{0,35} K_p^{0,64},$$

Индекс у числа **Nu** показывает процентное содержание спирта в воде. Здесь приняты следующие критерии подобия:

$$Nu = \frac{\alpha R_*}{\lambda}; \quad R_* = \sqrt{\frac{\sigma'}{g(\rho' - \rho'')}}; \quad Pr = \nu' / a'; \quad K_p = \frac{p}{\sqrt{\sigma' g(\rho' - \rho'')}}; \quad W_0 = \left(\frac{q}{J \rho''} + A \omega \right); \quad Re = \frac{\omega_c R_*}{\nu'}$$

Дальнейший анализ привел этих авторов к следующей общей зависимости [92]

$$Nu = 69,37 \cdot 10^{-4} Re^{0,572} Pr^{0,35} K_p^{0,572},$$

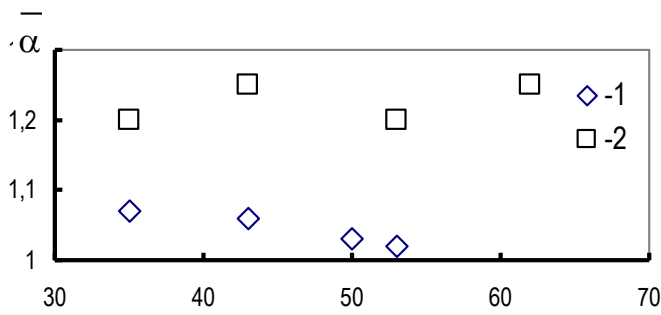


Рис.1. 23. Влияние величины тепловых потоков на относительное увеличение коэффициента теплоотдачи при вибрациях теплоносителя с частотой $\omega = 40$ Гц, амплитудой $2 \cdot 10^{-3}$ м (обработка опытов [9]) : 1 - вертикальная, 2 - горизонтальная поверхности

Отличие этой формулы от предыдущих заключается в другом определении некоторой приведенной скорости для числа Рейнольдса: вместо ее представления как суммы скоростей в [101] авторы предлагают ее определять как среднеквадратичную, т.е.

$$w = \sqrt{\left(q / J \rho'' \right)^2 + \left(2 A \omega \right)^2}$$

В последней недавней работе N. Afgan - V. Zitko [81] предложили несколько проще учитывать эффект вибровоздействий: если воспользоваться моделью W. Rohsenow для величины тепловых потоков при кипении

$$q = Ku_b \rho' (c' (T_s - T_\infty) + J),$$

где u_b - скорость пузырей, равная для случая вибровоздействий сумме $u_b + \Delta w$, то связь между соответствующими числами **Nu** будет равняться

$$Nu = Nu_0 (1 + \Delta w / u_b)$$

5. Интересные результаты по зависимости α от ΔT в условиях звуковых полей для разных точек размещения нагревателя – в пучности волны или в узле, - были получены при кипении FC-72 в земных и в условиях микро-гравитации J.N. Chung and al. [82]. Из рис. 1.24 хорошо видно существенное различие величины α для пучности и узла волны: в первом случае α превышает коэффициент теплоотдачи в узле более, чем в 2 раза и в несколько раз превышает α при кипении в отсутствие акустического поля.

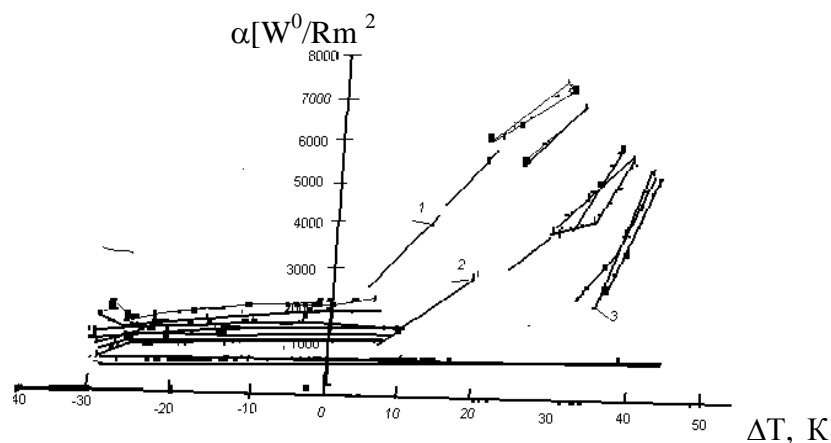


Рис. 1.24. Коэффициент теплоотдачи в функции от перепада температуры при кипении FC-72 на платиновой проволоке в акустическом поле: 1 - пучность волны; 2 – узел волны; 3 - без колебаний

6. Оригинальные результаты были получены С. Бондаренко в ДГУ по исследованию теплообмена в условиях воздействия низкочастотных механических колебаний в воде, сахарном сиропе при частотах до 150 Гц и амплитудах от 0,5 мм до 5 мм. Автор провел серию экспериментов, которые обнаружили режимы, на которых коэффициент теплоотдачи увеличивается на

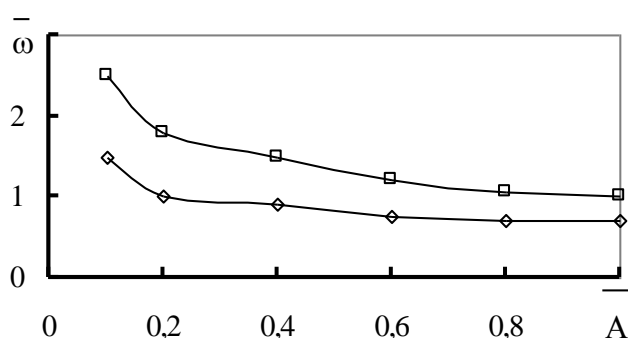


Рис. 1.25. Зона относительного воздействия низкочастотных механических колебаний в коэффициентах частота-амплитуда по опытам С.Бондаренко

порядок. Было получено, что уменьшение абсолютного давления в системе также увеличивает α . Основная цель работы С. Бондаренко была в поисках путей повышения эффективности процессов в пищевой промышленности, в частности при кристаллизации сахара. Автор показал взаимосвязь частоты и амплитуды на увеличение перемешивания жидкости и α . На рис. 1.25 приведена область таких оптимальных значений $\bar{\omega} = \omega/\omega_0$

и $\bar{A} = A/A_0$, полученных для воды. Рис. 1.26 иллюстрирует относительное

увеличение коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}$ от частоты колебаний при различных значениях амплитуд A . Хорошо видны оптимумы коэффициента α на некоторой определенной частоте ω_{opt} . Можно отметить, что эти

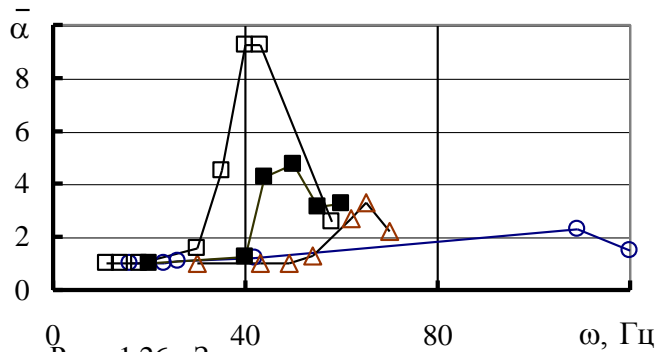


Рис. 1.26. Зависимость относительного коэффициента теплоотдачи при кипении воды от частоты при различных амплитудах и при $q = 8,3 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$:

—○— 1- 0,5 мм —△— 2- 1 мм —■— 3-2 мм —□— 4-3 мм

$\text{const}=100 \text{ мм/с}$.

оптимальные режимы увеличивают α в 2,5, 9 раз.

Рис. 1.27 и 1.28 показывают зависимость этой оптимальной частоты от амплитуды колебаний: хорошо видна тенденция уменьшения величины этой частоты с ростом амплитуды.

Аппроксимация зависимости ω_{opt} от A достаточно точно соответствует гиперболе $A\omega = \text{const}$, где для воды $\text{const}=80 \text{ мм/с}$, для сиропа с СВ>65 %

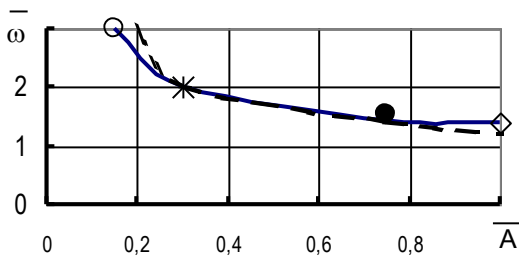


Рис. 1.27. Зависимость частоты колебаний, отвечающей максимуму коэффициента теплоотдачи для воды по опытам С. Бондаренко; 2- $q=8,3 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$; 5- $q=3,26 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$; 6- расчет по формуле $\bar{A}\bar{\omega} = 8/9$

—●— 1 —●— 2 —○— 3 —◇— 4 —●— 5 —●— 6 —◇— 7

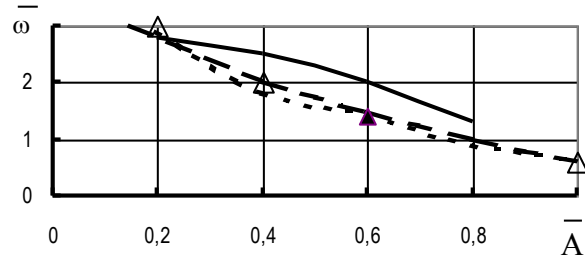


Рис. 1.28. Зависимость частоты колебаний отвечающей максимуму амплитуды колебаний: 1- утфель; 2 - сироп; 3 - $p = 0,85 \text{ атм}$ (обработка опытов С.Бондаренко); 5 - расчет по формуле $\bar{A}\bar{\omega} = 8/9$

— 1 — 2 - - - 4 △ 4 ▲ -5

1.2.3.2. Тепловые потоки

Представление кривых теплоотдачи в виде кривой Нукиямы, т.е. в виде зависимости тепловых потоков q , от перепада температур $\Delta T = T_w - T_s$, характерно для работ, выполненных ИГТМ НАН Украины под руководством одного из авторов [41,79,43]. В [43] анализируется вид зависимости $q \sim \Delta T^m$. При низких тепловых потоках ($< 2 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2$) кипение этанола с подогревом соответствует $m \approx 3,3$, а при высоких ($> 3 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2$) - $m \approx 9$. В среднем по всему диапазону режимных параметров $\bar{m} = 3,6$. Частота вибровоздействия – низкая или высокая – вызывает примерно одинаковое изменение закона теплоотдачи, при этом

$m=2,4-2,8$. Было получено, что высокочастотные колебания приводят к большей интенсификации теплоотдачи. В режимах развитого кипения ($q > 3 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2$) влияние вибрации зависит от частоты воздействий: при низких частотах $m=5,7$, при высоких $m=1,8$ (рис. 1.29). В [59] дается анализ этих результатов и предлагается метод оценки влияния частоты вибраций на тепловые потоки. В самом деле, если воспользоваться теоретической формулой для расчета теплообмена при кипении [51]

$$\text{Pe}_* = (4/3) \bar{n} f \overline{R_d}^3,$$

то подстановка в эту зависимость полученных выше связей приводит к последующему результату

$$\text{Pe}_* = (4/3) \nu n_o \chi^3 \text{Pe}_{*0}.$$

Отсюда получаем

$$\text{Pe}_*/\text{Pe}_{*0} = q/q_0 = \eta = \varphi \chi^5,$$

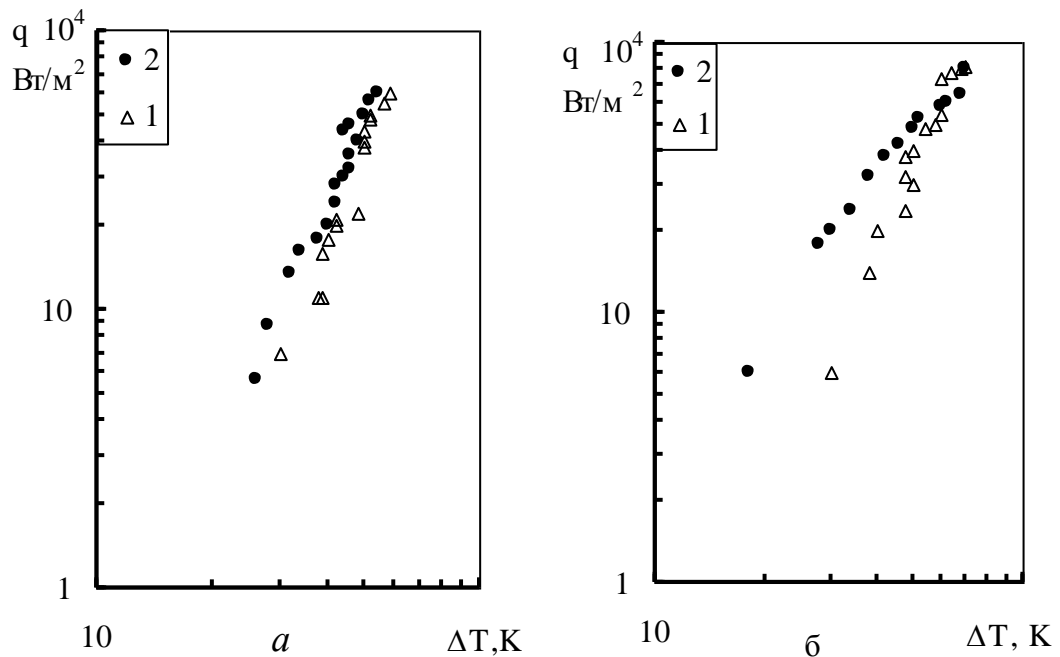


Рис. 1.29. Влияние вибраций (2) низкой частоты 100,4 дБ и высокой 97,5 дБ на ход кривой $q(\Delta T)$ при кипении этанола с недогревом $\Delta T/T_s$ на шероховатой поверхности $R_z = 30 \text{ мкм}$ (1 – кипение без вибраций)

т.е. влияние частоты колебаний на тепловые потоки осуществляется через отрывной размер пузыря \bar{R}_d (в 5 степени!) и через частоту появления этих пузырей.

1.3. Вибрации и теплообмен в промышленности

Рассмотренные закономерности интересовали исследователей прежде всего с точки зрения возможностей путей интенсификации процессов тепломассообмена при кипении. Здесь на первое место выходит вопрос о создании специальных устройств, дающих возможность организовывать периодические поля давлений и управлять указанными процессами. Главный вывод, - что существуют вибрационные режимы, частоты и амплитуды, при которых коэффициент теплоотдачи существенно увеличивается. Но представляет интерес и наличие вибрационных полей, создаваемых самими установками во время их функционирования.

Одним из таких агрегатов является ракетный двигатель, который сам создает целый спектр вибраций, тем или иным способом влияющих на тепломассообменные процессы. Если это влияние имеет положительное воздействие, то улучшение теплообмена может идти в запас надежности, если разговор идет, например, об охлаждении жидкостного ракетного двигателя. Но если реализуются режимы, ухудшающие теплообмен, то наличие вибраций может привести к аварийным ситуациям. Подобные режимы могут реализовываться в ядерных реакторах. Поэтому это направление исследований не менее важно, чем и направление по интенсификации теплообмена.

Работа других технических устройств, в частности судов, как правило, сопровождается вибрациями корпуса. Известны исследования по изучению этого влияния на процессы кипения в пленке морской воды на вибрирующих поверхностях. Было получено, что наложение вибрационных воздействий на жидкостную пленку не нарушает пленочного кипения, но усиливает волнообразование в пленке и может служить источником, усиливающим коэффициент теплоотдачи. В диапазоне плотности орошения пленки морской воды от 750 кг/м час до 2000 кг/м час при увеличении амплитуды колебаний до 1,2 мм и свыше частот 50 Гц было получено увеличение коэффициента теплоотдачи на ~13 %.

Влияние вибраций на интенсификацию теплообмена при кипении в пленке морской воды авторы [71] предлагают указывать добавкой к обычному числу **Re** его вибрирующей части следующим образом

$$\mathbf{Re} = \sqrt{\mathbf{Re}^2 + \left(\frac{2pfAl}{n} \right)^2}.$$

Влияние эксплуатационных факторов типа вибраций на процессы теплообмена в термосифонах изучались в [70]. Рассматривались термосифоны судовых энергетических установок, которые подвергались вибрациям с амплитудой 0,4-1,5 мм и частотой 49-50 Гц. Изучались рабочие процессы в двухфазных термосифонах, установленных на вибростенде с медным экспериментальным участком при электрическом нагреве. Вибрационное воздействие на термосифон имело силу 80-120 дБ.

Очевидно, что течение кипящей жидкости в обогреваемых каналах с вибровоздействием характерно именно для промышленных установок. Поэтому для них особенно важным является предотвращение кризиса теплообмена. В этой связи представляет интерес вопрос управления величиной критических потоков при помощи вибраций.

В настоящее время только известно [71], что наличие вибраций может вызывать дополнительное волнообразование в пленке при реализации, например, дисперсно-кольцевого режима в канале, и при небольших расходах приводит к ускорению ее разрыва. Выяснение этого вопроса требует дополнительных целенаправленных исследований.

Заключение

Воздействие вибраций на тепломассообменные процессы в определенном диапазоне частот и амплитуд может приводить к существенному увеличению или уменьшению коэффициента теплоотдачи. Поэтому это направление исследований достаточно перспективно как с промышленной, так и с научной точек зрения. Основные направления исследований должны включать определение оптимальных режимов работы, создание специальных вибрационных устройств, выявление перспективных областей применения вибраций.

Глава 2

ДВИЖЕНИЕ ПУЗЫРЬКОВ ГАЗА И ПАРА В КОЛЕБЛЮЩЕЙСЯ ЖИДКОСТИ

Одним из перспективных способов интенсификации тепломассообменных процессов в современных технологиях является организация в рабочем объеме аппарата пульсирующих режимов, или наложение колебаний на основное поле течений среды [4]. Большой интерес представляют и колебательные режимы в средах, включающие в себя помимо жидкости пузырьки газа или пара [5, 6, 19, 26]. В таких средах поведение газовых включений имеет особенности, изучение которых в большой степени расширило представления о влиянии малых колебаний на состояние системы.

Динамика и теплообмен газовых и паровых пузырьков исследовались в [15, 27-37], где выведены основные уравнения движения и выявлены важные физические закономерности при наложении пульсационного воздействия на основное поле течения. Результаты экспериментальных исследований поведения систем, содержащих пузырьки воздуха, изложены в работах [16-19, 22, 23]. В настоящей главе рассмотрен ряд задач и проведен численный анализ движения пузырьков газа и пара в прямоугольном баке с вибрирующим участком. Основное внимание было уделено гидродинамическим характеристикам системы. Известно, что гидродинамическая обстановка в некотором рабочем объеме или в окрестности обтекаемого тела в значительной степени определяет процессы тепломассообмена. Процесс кипения представляет собой сложный физический процесс, в котором наряду с фазовыми превращениями осуществляется гидродинамический перенос массы и энергии. Сами процессы переноса здесь являются сопряженными, т.к. имеется взаимное влияние между всеми параметрами, в результате чего описание полной картины течения требует сложной математической модели. Не вдаваясь подробно в общую картину кипения жидкости при вибрациях, остановимся на вопросе о поведении пузырьков газа и пара в жидкости, колеблющейся под действием вибрирующего элемента поверхности бака. Такое рассмотрение задачи не может дать исчерпывающего ответа о влиянии колебаний на интенсивность процессов кипения, однако может способствовать более глубокому пониманию отдельных его сторон.

2.1. Основные уравнения движения и теплообмена пузырька

Задача обтекания капельки жидкости или пузырька газа потоком другой жидкости является классической задачей гидродинамики [24, 32]. В отличие от обтекания твердой частицы здесь имеются свои особенности, связанные с поверхностью раздела фаз. Наличие границы раздела приводит к изменению в результате динамических напряжений формы поверхности, а также к переносу массы, энергии и динамических составляющих через поверхность. В результате

такого проявления поверхности раздела гидродинамическая картина процесса обтекания усложняется. Возникает целый ряд интересных физических эффектов, которые в зависимости от размеров пузырьков и внешней обстановки влияют на поведение самих пузырьков. Одной из возможных причин, серьезно влияющих на динамику пузырьков и тем самым значительно усложняющих задачу рассмотрения движения, является изменение поверхности. Форма пузырька зависит от соотношения сил инерции, силы поверхностного натяжения и силы вязкого взаимодействия сред. При числе Вебера $We = 2\rho_{ж}r_n(\vec{V}_{жс} - \vec{V}_n)^2/\sigma$ близком к нулю пузырек может сохранять сферическую форму при довольно больших динамических воздействиях. Соответственно при числе Рейнольдса $Re = 2r|\vec{V}_{жс} - \vec{V}_n|v_{жс} \rightarrow 0$ форма пузырька может оставаться сферической практически независимо от коэффициента поверхностного натяжения. В [32] приведены данные, показывающие, что с увеличением Re пузырек приобретает форму полуэллипсоида ($Re=25$), а при $Re=45$ - форму шарового сегмента. В области значений $3 < Re < 110$ за пузырьком образуется тороидальный вихрь, а при $Re > 110$ течение в кормовой области становится существенно нестационарным, что приводит при $Re > 600$ к сильному отличию пузырька от сферы. Помимо этого при существенно нестационарных условиях поверхность пузырька может значительно деформироваться, в результате чего возникнут сильные колебания. Расчеты показали [32], что наиболее заметными свободными колебаниями жидкости будут колебания с линейной модой $n=2$. Остальные колебания с более высокой модой быстро затухают в жидкости по мере удаления от поверхности пузыря. Колебания с искривлениями поверхности представляют большой интерес для определения устойчивости капель и пузырьков, т.к. они приводят к их распаду. В практических задачах вопрос о распаде капли или пузырька решается с помощью критического числа Вебера We_* . При достижении этого значения пузырь можно считать распавшимся на более мелкие образования. Если же вопросы дробления при решении той или иной задачи не являются актуальными (малые размеры пузырьков, малые относительные скорости скольжения), то ограничиваются рассмотрением радиальных колебаний пузырей. В дальнейшем примем, что пузырьки газа или пара при своем движении совершают только радиальные колебания [27]:

$$\begin{aligned}
 (c_{жс} + 2c_n) \frac{d\bar{V}_n}{dt} &= 3c_{жс} \frac{d\bar{V}_{жс}}{dt} + 2 \frac{\bar{F}}{\bar{\sigma}_n \bar{\sigma}_{жс}} + 2(c_n - c_{жс}) \bar{g}, \\
 (1 - \psi_1) r_n \frac{dU_r}{dt} &= \frac{p_n - p_{жс} - 2\sigma/r_n}{\rho_{жс}} - 4(\mu_{жс} U_r / \rho_{жс} r_n) - \frac{3}{2}(1 - \psi_2) U_r^2 + \frac{1}{4}(1 - \psi_3) \bar{W}^2, \\
 \vec{F} &= \alpha_{жс} \vec{f},
 \end{aligned} \tag{2.1}$$

$$\vec{W} = \vec{V}_{жс} - \vec{V}_n.$$

Здесь t - время; \vec{V}_n - скорость пузыря; $\vec{V}_{жс}$ - скорость жидкости; U_r - радиальная скорость на поверхности пузырька; r_n - радиус пузыря; ρ_n - средняя по объему плотность пара; $\rho_{жс}$ - плотность жидкости; p_n - давление пара в пузырьке; $p_{жс}$ - давление в жидкости; \vec{F} - межфазная сила, α_n - объемная доля пара; $\alpha_{жс}$ - объемная доля жидкости; n_n - количество пузырей в единице объема; ψ_i - коэффициенты, учитывающие объемность пузырей.

При рассмотрении одиночного пузыря необходимо устремить $\alpha_n \rightarrow 0$, $\alpha_{жс} \rightarrow 1$. Тогда учитывая, что $\alpha_n = 4/3 \pi r_n^3 n_n$, будем иметь

$$(\rho_{жс} + 2\rho_n) \frac{d\vec{V}_n}{dt} = 3\rho_{жс} \frac{d\vec{V}_{жс}}{dt} + \frac{3}{2} \frac{\vec{f}}{\pi r_n^3} + 2(\rho_n - \rho_{жс}) \vec{g}, \quad (2.2)$$

$$r_n \frac{dU_r}{dt} = \frac{p_n - p_{жс} - 2\sigma/r_n}{\rho_{жс}} - 4 \frac{\mu_{жс}}{\rho_{жс}} \frac{U_r}{r_n} - \frac{3}{2} U_r^2 + \frac{1}{4} W^2 \quad (2.3)$$

Скорость движения поверхности пузыря определяется из равенства

$$\frac{dr_n}{dt} = U_r + \frac{1}{3} \frac{dM}{\rho_{жс} dt}, \quad M = \rho_n r_n^3. \quad (2.4)$$

В выражениях (2.1), (2.2) \vec{f} представляет собой сумму сил

$$\vec{f} = \vec{f}_\mu + \vec{f}_a + \vec{f}_B,$$

где \vec{f}_μ - сила сопротивления,

$$\vec{f}_a = (2/3) \pi r_n^2 \rho_{жс} (dr_n/r_n dt) \vec{W} - \quad (2.5)$$

- сила присоединенной массы, связанная с изменением радиуса пузырька,

$$\vec{f}_B = 6r_n^2 \sqrt{\pi \rho_{жс} \mu_{жс}} \int_{-\infty}^t \frac{d\vec{W}}{dt} \frac{dt}{\sqrt{t-t}} - \quad (2.6)$$

- сила Бассе, которая учитывает предысторию движения.

Включение силы Бассе в расчетные схемы значительно усложняет получение результатов, поэтому часто ее не учитывают, принимая во внимание, что в нестационарных процессах преобладающее влияние оказывают инерционные нелинейные процессы. Из выражения (2.6) видно, что при

постоянных скоростях \vec{V}_n и $\vec{V}_{ж}$ она равна нулю. Однако при решении задач волновой динамики газозвесей в случае рассмотрения распространения слабых монохроматических волн учет этой силы становится необходимым. В [27] показано, что сила Бассе в иерархии сил может занимать различное положение. Так для пульсирующей жидкости с частотой ω величина этой силы относительно силы сопротивления и инерционной силы $\vec{f}_m = 2 / 3 \pi r_n^3 \rho_{жс} d\vec{W} / dt$ (она уже учтена в выражении (2.2)) зависит от безразмерной величины $t_* \omega$ (t_* - характерное время). При малых значениях $t_* \omega$ $\vec{f}_\mu > \vec{f}_B > \vec{f}_m$, а при больших

$$\vec{f}_\mu < \vec{f}_B < \vec{f}_m.$$

Инерционная сила \vec{f}_a , представляет собой силу, развиваемую присоединенной массой при изменении диаметра пузырька. Наличие этой силы приводит к интересным парадоксам, возникающим в колеблющихся жидкостях [6, 15, 27]

Сила сопротивления \vec{f}_μ , возникает в результате вязкого взаимодействия пузырька или капли с потоком. При малых числах Рейнольдса она определяется из выражения [33]

$$\vec{f}_\mu = -6\pi\rho_{жс}r_n\vec{W} \frac{1 + 2/3\mu_{жсп}}{1 + \mu_{жсп}}, \quad (2.7)$$

которое получается из решения Адамара-Рыбчинского.

Здесь $\mu_{жсп} = \mu_{жс} / \mu_n$ характеризует передачу касательного напряжения от внешнего потока через поверхность раздела внутрь капли. Для твердой частицы с $\mu_{жсп} = 0$ имеем формулу Стокса, а при $\mu_{жсп} = \infty$ (пузырек газа в жидкости с большой вязкостью)

$$\vec{f}_\mu = -4\pi r_n \rho_{жс} \vec{W}$$

Для значений $\mu_{жсп} \neq 0$ под действием касательного напряжения внутри капли возникает вихреобразное движение жидкости, а сама граница раздела становится движущейся. Это приводит к уменьшению силы трения и соответственно силы сопротивления.

Формула Адамара-Рыбчинского справедлива для хорошо очищенных жидкостей. В [24] показано, что причиной отклонения экспериментально измеренной силы сопротивления от теоретической является содержание в воде поверхностно-активных веществ (ПАВ). При наличии ПАВ маленькие пузырьки ведут себя как твердые сферические частицы, поэтому сила сопротивления для них близка к значениям, определяемым по формуле Стокса. Для чисел Рейнольдса, близких к единице и выше, теоретическое определение

этой силы представляет собой большие трудности, но оно возможно на основе применения численных методов. Однако в практических расчетах используются величины, найденные из эксперимента и выраженные через коэффициент сопротивления $c_\mu = 2[f_\mu / \rho_{ж} W^2]$.

В [27] предлагается соответствующая зависимость, полученная для обтекания твердой сферы

$$c_\mu = \frac{24}{Re} + \frac{4}{Re^{1/2}} + 0,4 \quad (2.8)$$

В [30, 37] при обработке многочисленных экспериментов по всплытию газовых пузырьков принимается следующая зависимость, взятая из [1, 10]

$$c_\mu = \frac{A}{Re} + \frac{B}{Re^{1/2}} + C \quad (2.9)$$

при этом: для $2 \leq Re \leq 200$ $A=6.9$, $B=19.4$, $C=-0.64$; для $200 \leq Re \leq 400$ $A=61.5$, $B=2.56$, $C=-0.129$; для $400 \leq Re \leq 500$ $c_\mu=0.153$; для $500 \leq Re \leq 4000$ $A=1845$, $B=192$, $C=5.07$ и для $Re \geq 4000$ $c_\mu=2.5$; которая и будет положена в основу наших расчетов.

Теперь остановимся несколько подробнее на выводе уравнений теплообмена. В имеющейся литературе, например, [29, 37] внутренний поток тепла на фазовой поверхности считается незначительным по сравнению с внешним, поэтому основное внимание уделено внешней задаче теплообмена. Для пузырьков, находящихся в спокойной жидкости, такое предположение является вполне естественным. В случае же, когда поверхность пузырька под действием внешних сил совершает колебательные движения, в результате чего температура внутри пузырька может становиться то больше, то меньше температуры насыщения, возникает необходимость учета внутреннего потока тепла. Уравнение теплообмена пузыря получим из общего уравнения энергии и неразрывности, записанных в предположении о центральной симметрии процесса [25]:

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial(c_n T)}{\partial t} + \rho v \frac{\partial(c_n T)}{\partial r} &= \frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial r} + \lambda_n \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right), \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(r^2 \rho v)}{\partial r} &= 0. \end{aligned} \quad (2.10)$$

Принимая во внимание, что скорость выравнивания давления в пузырьке значительно больше, чем скорость колебаний, положим в (2.10) $dp/dr=0$ и $p=p_p$. Используя приближенный метод [9], заменим левую часть уравнения теплообмена с помощью уравнения неразрывности средней по объему величиной, в результате будем иметь

$$\frac{\partial}{r^2 \partial r} \left(r^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \mathcal{L}_n^{-1} \left[\frac{1}{\kappa-1} \frac{d p_n}{dt} + 3 \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{v(r_n)}{r_n} \right].$$

Из интегрирования уравнения неразрывности системы (2.10) можно получить

$$c(r_n) r_n^2 v(r_n) = -\frac{1}{3} \frac{dM}{dt} + c(r_n) r_n^2 \frac{dr_n}{dt},$$

где $\rho(r_n) = p_n / \mathcal{R} T_s$ - плотность пара на границе пузыря; $v(r_n)$ - скорость пара на границе; T_s - температура конденсации. Находя из последнего выражения $v(r_n)$ и подставляя его значение в предыдущее, получим уравнение для определения распределения температуры в пузыре

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{r^2 \partial r} \left(r^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right) &= \mathcal{L}_n^{-1} Q, \\ Q &= \frac{1}{\kappa-1} \frac{d p_n}{dt} + 3 \frac{\kappa}{\kappa-1} p_n \frac{dr_n}{r_n dt} - \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_n}{c(r_n) r_n^3} \frac{dM}{dt}. \end{aligned} \quad (2.11)$$

После интегрирования этого уравнения с учетом условия симметрии в центре пузырька и граничного условия на поверхности (при $r=r_n$, $T=T_s$) можно получить решение для температуры пара в пузырьке

$$T = \frac{1}{6} \mathcal{L}_n^{-1} Q (r^2 - r_n^2) + T_s.$$

С помощью этого выражения получим два дополнительных уравнения, необходимых для замыкания задачи. Домножив его на $\rho^2 \mathcal{R}$ и проинтегрировав от 0 до r_n , получим

$$p_n = c_n \mathcal{R} T_s - \frac{1}{15} \mathcal{L}_n^{-1} r_n^2 c_n \mathcal{R} Q.$$

Из граничного условия на поверхности пузыря при плотности ρ постоянной по объему, $\rho = \rho_n$

$$-\mathcal{L}_n \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_n} = q + \frac{1}{3} H \frac{dM}{r_n^3 dt}$$

следует уравнение

$$H \frac{dM}{dt} = -(3 r_n^2 q + r_n^2 Q),$$

где q - тепловой поток с поверхности парового пузырька в жидкость; $T_{жс}$ - температура жидкости, которую будем считать постоянной во всем объеме. После преобразований из двух последних выражений получим

$$\frac{dM}{dt} = 15 \frac{\lambda_n r_n}{H} (T_n - T_s) - 3 \frac{r_n^2 q}{H}, \quad (2.12)$$

$$\frac{1}{\kappa - 1} \frac{dp_n}{dt} + 3 \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_n \frac{dr_n}{r_n dt} = -3 \frac{q}{r_n} - \left(H - \frac{\kappa}{\kappa - 1} \Re T_s \right) \frac{dM}{r_n^3 dt}, \quad (2.13)$$

где было принято $T_n = p_n / \rho_n \Re$. При $M = \text{Const}$ уравнение (2.13) переходит в известное уравнение для газового пузырька [27]

Учитывая, что давление внутри пузырька изменяется, необходимо связать с ним температуру конденсации пара. Это достигается с помощью уравнения Клайперона-Клаузиуса, которое может быть записано в форме [28]

$$T = \frac{B_T}{A_T - \lg(p / p_a)}. \quad (2.14)$$

Для замыкания задачи теплообмена необходимо выразить внешний тепловой поток q через тепловые параметры жидкости и условия движения пузырька. В общем случае это достигается с помощью критериальных соотношений вида $\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr})$, где $\text{Nu} = 2 \alpha r_n / \lambda_{жс}$ - число Нуссельта, $\text{Pr} = \rho_{жс} c_n \nu_{жс} / \lambda_{жс}$ - число Прандтля, α - коэффициент теплоотдачи ($q = \alpha(T_k - T_{жс})$).

Система уравнений (2.2)-(2.14) с определенным критериальным условием для числа Нуссельта описывает движение и теплообмен пузыря в жидкости с учетом его колебаний и фазовых переходов пара и жидкости на границе раздела. Для решения полной задачи необходимо еще найти величины скоростей движения жидкости и давления в точке нахождения пузыря, которые ниже определяются с помощью модели идеальной жидкости.

2.2. Движение жидкости в сосуде с колеблющимся элементом

При решении задач о движении жидкости в емкости с колеблющимся элементом поверхности ограничимся только линейным приближением но для общности учтем и сжимаемость среды. Кроме этого будем считать, что пузырек в силу своих размеров по сравнению с размерами бака не оказывает никакого влияния на движение жидкости. Это предположение дает возможность рассматривать движение жидкости автономно от движения пузырька, что значительно упрощает задачу. В [12-15, 20] рассмотрен класс задач, в которых учитывается взаимное влияние газовых включений друг на друга и на колеблющуюся в полости жидкость.

Выпишем уравнение движения и неразрывности для идеальной сжимаемой жидкости

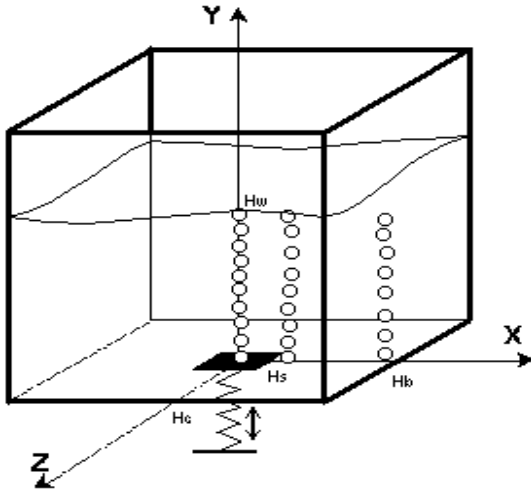


Рис. 2.1. Схема течения

$$\begin{aligned} \frac{\partial \vec{V}_{ж}}{\partial t} + (\vec{V}_{ж} \nabla) \vec{V}_{ж} &= -\rho_{ж}^{-1} \text{grad} p + \vec{g}, \\ \frac{\partial \rho_{ж}}{\partial t} + \text{div}(\rho_{ж} \vec{V}_{ж}) &= 0, \end{aligned} \quad (2.15)$$

где $\vec{V}_{ж}$ - вектор скорости, $\rho_{ж}$ - плотность, p - давление. Будем считать, что неподвижная система координат $\vec{r} = \{\vec{i}x, \vec{j}y, \vec{k}z\}$ расположена таким образом (рис. 2.1), что ось x направлена вертикально вверх по оси симметрии сосуда, ось y параллельна одной стороне бака, ось z другой. В этой системе

$\vec{V}_{ж} = \{\vec{i}u_{ж}, \vec{j}v_{ж}, \vec{k}w_{ж}\}$, а $\vec{g} = \{-\vec{i}g, \vec{j}0, \vec{k}0\}$, где g - ускорение свободно падающего тела. Учитывая, что реальная жидкость является средой слабосжимаемой, представим закон ее состояния в виде

$$\rho_{ж} = \rho_o \left(1 + \chi \frac{p - p_a}{p_a} \right) \quad (2.16)$$

при этом χ - коэффициент сжимаемости, ρ_o - плотность жидкости при атмосферном давлении, p_a - атмосферное давление. Для системы (2.15) с уравнением (2.16) интеграл Лагранжа-Коши имеет вид

$$a^2 P + \frac{\partial \Phi}{\partial t} + \frac{u_{ж}^2 + v_{ж}^2 + w_{ж}^2}{2} + gx = \text{const}, \quad (2.17)$$

где $P = \ln(1 + \chi(p - p_a)/p_a)$, $a = (p_a / (\rho_o \chi))^{1/2}$ - скорость звука в жидкости, находящейся в приповерхностной области, Φ - потенциал скоростей ($\vec{V}_g = \text{grad} \Phi$).

Граничными условиями на поверхности являются: кинематическое условие

$$u_{ж}|_{x=H_{ж}} = \frac{\partial H_{ж}}{\partial t} + \left(v_{ж} \frac{\partial H_{ж}}{\partial y} + w_{ж} \frac{\partial H_{ж}}{\partial z} \right)_{x=H_{ж}} \quad (2.18)$$

и условие равенства давления в жидкости давлению p_a , или

$$P|_{x=H_{жк}} = 0, \quad (2.19)$$

где $H_{жк}$ - высота слоя жидкости.

Вводя безразмерные величины $\tau = t/t_*$, $\xi = x/H_{жк}$, $n = y/H_B$, $\eta = z/H_C$, $\varphi = t_* \Phi / H_0^2$ и линеаризуя уравнения (2.15) и (2.16), записав решения в виде $u = u_0 + u_1 + \dots$, $v = v_0 + v_1 + \dots$, $w = w_0 + w_1 + \dots$, $p = p_0 + p_1 + \dots$, $H_{жк} = H_0 + H_1 + \dots$, $\varphi = \varphi_0 + \varphi_1 + \dots$, получим безразмерное уравнение в первом приближении

$$\frac{\partial^2 \varphi_1}{\partial \xi^2} + \left(\frac{H_o}{H_B} \right)^2 \frac{\partial^2 \varphi_1}{\partial n^2} + \left(\frac{H_o}{H_C} \right)^2 \frac{\partial^2 \varphi_1}{\partial \eta^2} - \frac{H_o^2}{t_*^2 a^2} \frac{\partial^2 \varphi_1}{\partial \tau^2} = 0, \quad (2.20)$$

в котором было принято $u_0 = v_0 = w_0 = \varphi_0 = 0$. В выражении (2.20) H_0 - высота невозмущенного слоя жидкости, H_B - полуширина одной стороны бака, H_C - полуширина другой стороны. Перепишем интеграл Лагранжа-Коши в следующей форме

$$a^2 P + \frac{\partial \Phi}{\partial t} + \frac{|\vec{V}_{жк}|^2}{2} + H_{жк} g(\xi - 1) + H_{жк} g = \text{const}$$

и, выбирая постоянную интегрирования таким образом, чтобы на поверхности выполнялось условие (2.19), для величины P будем иметь следующие выражения в нулевом и первом приближениях

$$a^2 P_o + H_o g(\xi - 1) = 0, \quad (2.21)$$

$$a^2 P_1 + \frac{H_o^2}{t_*^2} \frac{\partial \varphi_1}{\partial \tau} + H_1 g \xi = 0. \quad (2.22)$$

Линеаризуя кинематическое условие на поверхности и, положив в (2.22) $\xi = 1$, получим следующие граничные условия в безразмерном виде для функции φ_1

$$\frac{\partial \varphi_1}{\partial \xi} = \frac{\partial H_1}{H_o \partial \tau}, \quad \frac{\partial \varphi_1}{\partial \tau} + \frac{H_1 g t_*^2}{H_o^2} = 0. \quad (2.23)$$

Учитывая, что в дальнейшем будет рассматриваться только первое приближение, опустим индекс 1 у потенциала φ . Для несжимаемой жидкости устремляя $a \rightarrow \infty$, будем иметь более простое уравнение

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial \xi^2} + \left(\frac{H_o}{H_B} \right)^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial n^2} + \left(\frac{H_o}{H_C} \right)^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \eta^2} = 0, \quad (2.24)$$

при этом из интеграла Коши-Лагранжа получим

$$\frac{p_o - p_a}{\rho_o} + H_o g(\xi - l) = 0, \quad (2.25)$$

$$\frac{p_l}{\rho_o} + \frac{H_o^2}{t_*^2} \frac{\partial \varphi_l}{\partial \tau} + H_l g \xi = 0, \quad (2.26)$$

2.2.1. Сосуд с колеблющимся участком днища

Рассмотрим задачу о движении жидкости в сосуде прямоугольной формы с колеблющимся участком днища. Будем считать, что стороны днища равны друг другу $H_C = H_B$, а колеблющийся элемент также имеет квадратную форму. Примем закон движения участка гармоническим, т.е. $h = h_o \cos(2\pi\omega t)$, тогда граничные условия на боковых стенках сосуда будут однородны

$$\left. \frac{\partial \varphi}{\partial n} \right|_{n=\pm l} = \left. \frac{\partial \varphi}{\partial \eta} \right|_{\eta=\pm l} = 0, \quad (2.27)$$

а при $\xi=0$

$$\left. \frac{\partial \varphi}{\partial \xi} \right|_{\xi=0} = \begin{cases} 0 & n, \eta > b \\ \frac{h_o}{H_o} \Omega \cdot \sin(\Omega \tau) & n, \eta \leq b \end{cases}, \quad (2.28)$$

где $\Omega = 2\pi\omega t_*$, h_o - амплитуда колебаний элемента, $b = H_S/H_B$, H_S - полуширина элемента.

Решение уравнения (2.24), описывающее движение несжимаемой жидкости, представим в виде

$$\varphi = A \left\{ C\xi + D + \sum_{\kappa=1}^{\infty} (C_{\kappa} e^{\sigma_{\kappa} \xi} + D_{\kappa} e^{-\sigma_{\kappa} \xi}) \cos \gamma_{\kappa} n \cdot \cos \gamma_{\kappa} \eta \right\} \cdot \sin \Omega \tau \quad (2.29)$$

при этом положим $A = h_o \Omega / H_o$. Из условий непротекания (2.27) и уравнения (2.24) следует

$$\gamma_{\kappa} = \kappa \pi, \quad \sigma_{\kappa} = 2^{1/2} \frac{H_o}{H_B} \gamma_{\kappa}. \quad (2.30)$$

Объединяя равенства (2.23), можно получить граничное условие для безразмерного потенциала на поверхности, однако можно несколько упростить задачу. Пренебрегая изменением поверхности, положим

$$\left. \frac{\partial \varphi}{\partial \tau} \right|_{\xi=1} = 0, \quad (2.31)$$

тогда $D = -C$ и $D_\kappa = -e^{2\sigma_\kappa} C_\kappa$. Наконец, из равенства (2.28) следует

$$C = b^2, \quad C_\kappa = 4 \frac{\sin^2 b \gamma_\kappa}{\sigma_\kappa \gamma_\kappa^2 (1 + e^{2\sigma_\kappa})} \quad (2.32)$$

Выпишем теперь размерные величины скоростей и давления в первом приближении, полученные из выражений (2.29) – (2.32)

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{h_o}{H_o} \Omega \left\{ b^2 (\xi - 1) + 4 \sum_{\kappa=1}^{\infty} \frac{\sin^2 b \gamma_\kappa}{\sigma_\kappa \gamma_\kappa^2 (1 + e^{2\sigma_\kappa})} \left[e^{\sigma_\kappa (\xi-2)} - e^{-\sigma_\kappa \xi} \right] \cos(\gamma_\kappa n) \cdot \cos(\gamma_\kappa \eta) \right\} \sin \Omega \tau \\ u_{ж} &= \frac{h_o}{t_*} \Omega \left\{ b^2 + 4 \sum_{\kappa=1}^{\infty} \frac{\sin^2 b \gamma_\kappa}{\gamma_\kappa^2 (1 + e^{2\sigma_\kappa})} \left[e^{\sigma_\kappa (\xi-2)} + e^{-\sigma_\kappa \xi} \right] \cos(\gamma_\kappa n) \cdot \cos(\gamma_\kappa \eta) \right\} \cos \Omega \tau \quad (2.33) \\ v_{ж} &= -\frac{h_o}{t_*} \frac{H_o}{H_B} \Omega \cdot 4 \sum_{\kappa=1}^{\infty} \frac{\sin^2 b \gamma_\kappa}{\sigma_\kappa \gamma_\kappa (1 + e^{2\sigma_\kappa})} \left[e^{\sigma_\kappa (\xi-2)} - e^{-\sigma_\kappa \xi} \right] \sin(\gamma_\kappa n) \cdot \cos(\gamma_\kappa \eta) \sin \Omega \tau \\ p_{ж} &= p_a - \rho_o g H_o (\xi - 1) - \rho_o \frac{H_o h_o}{t_*^2} \Omega^2 \left\{ b^2 (\xi - 1) + \right. \\ &\quad \left. + 4 \sum_{\kappa=1}^{\infty} \frac{\sin^2 b \gamma_\kappa}{\sigma_\kappa \gamma_\kappa^2 (1 + e^{2\sigma_\kappa})} \left[e^{\sigma_\kappa (\xi-2)} - e^{-\sigma_\kappa \xi} \right] \cos(\gamma_\kappa n) \cdot \cos(\gamma_\kappa \eta) \right\} \cos \Omega \tau, \end{aligned}$$

В общем случае для сжимаемой жидкости решение уравнения (2.20) выпишем в виде

$$\varphi = A \sum_{\kappa=0}^{\infty} \left(C_\kappa e^{\sigma_\kappa \xi} + D_\kappa e^{-\sigma_\kappa \xi} \right) \cos \gamma_\kappa n \cdot \cos \gamma_\kappa \eta \cdot \sin \Omega \tau, \quad (2.34)$$

где

$$\sigma_\kappa = \left[2 \gamma_\kappa^2 \left(\frac{H_o}{H_B} \right)^2 - \mathcal{G}^2 \right]^{1/2}, \quad \mathcal{G} = \frac{H_o \Omega}{t_* a}. \quad (2.35)$$

Из выражения для σ_k видно, что параметр σ_0 при $\gamma_0=0$ ($k=0$) имеет мнимую величину для любой частоты $\Omega \neq 0$, а с увеличением γ_k , когда выражение в скобках становится больше нуля σ_k становятся действительными. Используя граничные условия на днище сосуда (2.28) и поверхности (2.31), выпишем решения в размерном виде для случая, когда $Im \sigma_k=0$ для всех k

$$\begin{aligned}
 \varphi &= \frac{h_o}{H_o} \Omega \left\{ g^{-1} b^2 (\sin g \xi - tg g \cdot \cos g \xi) + \right. \\
 &+ 4 \sum_{\kappa=1}^{\infty} \frac{\sin^2 b \gamma_{\kappa}}{\sigma_{\kappa} \gamma_{\kappa}^2 (1 + e^{-2\sigma_{\kappa}})} \left[e^{\sigma_{\kappa}(\xi-2)} - e^{-\sigma_{\kappa} \xi} \right] \cos(\gamma_{\kappa} n) \cdot \cos(\gamma_{\kappa} \eta) \Big\} \sin \Omega \tau \\
 u_{жс} &= \frac{h_o}{H_o} \Omega \left\{ b^2 (\cos g \xi + tg g \cdot \sin g \xi) + \right. \\
 &+ 4 \sum_{\kappa=1}^{\infty} \frac{\sin^2 b \gamma_{\kappa}}{\gamma_{\kappa}^2 (1 + e^{-2\sigma_{\kappa}})} \left[e^{\sigma_{\kappa}(\xi-2)} + e^{-\sigma_{\kappa} \xi} \right] \cos(\gamma_{\kappa} n) \cdot \cos(\gamma_{\kappa} \eta) \Big\} \sin \Omega \tau \\
 v_{жс} &= -\frac{h_o}{t_*} \frac{H_o}{H_B} \Omega \cdot 4 \sum_{\kappa=1}^{\infty} \frac{\sin^2 b \gamma_{\kappa}}{\sigma_{\kappa} \gamma_{\kappa} (1 + e^{-2\sigma_{\kappa}})} \left[e^{\sigma_{\kappa}(\xi-2)} - e^{-\sigma_{\kappa} \xi} \right] \sin(\gamma_{\kappa} n) \cdot \cos(\gamma_{\kappa} \eta) \sin \Omega \tau, \\
 p_{жс} &= p_a \left\{ 1 - \frac{\rho_o a^2}{p_a} \left\{ 1 - \exp \left[\frac{g H_o}{a^2} (\xi - 1) \right] \right\} \right\} - \rho_o \frac{H_o h_o}{t_*^2} \Omega^2 \exp \left[-\frac{g H_o}{a^2} (\xi - 1) \right] \times \\
 &\times \left\{ g^{-1} b^2 (\sin g \xi - tg g \cdot \cos g \xi) + 4 \sum_{\kappa=1}^{\infty} \frac{\sin^2 b \gamma_{\kappa}}{\sigma_{\kappa} \gamma_{\kappa}^2 (1 + e^{-2\sigma_{\kappa}})} \times \right. \\
 &\times \left. \left[e^{\gamma_{\kappa}(\xi-2)} - e^{-\gamma_{\kappa} \xi} \right] \cos(\gamma_{\kappa} n) \cdot \cos(\gamma_{\kappa} \eta) \right\} \cos \Omega \tau
 \end{aligned} \tag{2.36}$$

С ростом частоты, когда будут появляться мнимые значения σ_k , решения будут несколько меняться. При этом необходимо указать, что выражения (2.36) описывают только вынужденные колебания. Собственные свободные колебания жидкости будем считать отсутствующими, т.к. в реальных условиях они должны затухать. Кроме этого, считаем также, что задаваемые частоты отличаются от собственных частот жидкости. Случаи совпадения частот приводят к резонансным явлениям, которые должны рассматриваться в рамках более сложных моделей течения жидкости.

2.2.2. Плоский сосуд с колеблющимся участком на боковой стенке

В этой задаче будем считать, что H_c - бесконечна, а H_B является шириной сосуда (рис. 2.2). Уравнения для потенциала (2.20) теперь будут иметь вид:

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial \xi^2} + \left(\frac{H_o}{H_B} \right)^2 + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial n^2} - \frac{H_o^2}{t_*^2 a^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \tau^2} = 0. \quad (2.37)$$

Условия непротекания выполняются: на днище и правой боковой стенке

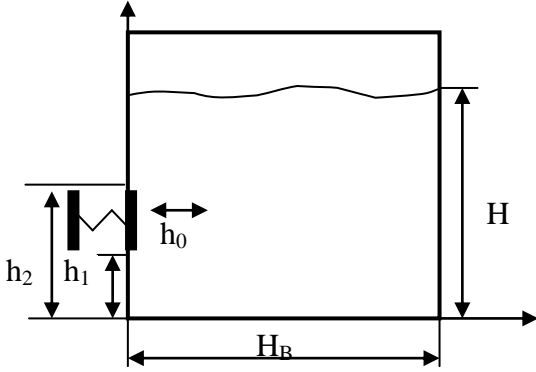


Рис. 2.2. Схема течения

$$\left. \frac{\partial \varphi}{\partial \xi} \right|_{n=0} = \left. \frac{\partial \varphi}{\partial n} \right|_{n=1} = 0, \quad (2.38)$$

на левой стенке при $n=0$

$$\left. \frac{\partial \varphi}{\partial n} \right|_{n=0} = \begin{cases} 0, & 0 \leq \xi < h_1 \\ \frac{h_o H_B}{H_o^2} \Omega \sin(\Omega \tau), & h_1 \leq \xi \leq h_2 \\ 0, & h_2 < \xi \leq 1 \end{cases} \quad (2.39)$$

Эта задача подробно рассмотрена в [2], где выявлены некоторые особенности решения, показано влияние сжимаемости и поверхностных волн на частоты собственных колебаний. В нашей постановке, как и в предыдущем случае, мы ограничимся рассмотрением вынужденных колебаний.

Устремляя в (2.37) $a^2 \rightarrow \infty$, получим уравнение для несжимаемой жидкости

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial \xi^2} + \left(\frac{H_o}{H_B} \right)^2 + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial n^2} = 0, \quad (2.40)$$

решение которого выпишем в виде

$$\varphi = A \left\{ \sum_{\kappa=1}^{\infty} (C_{\kappa} e^{\sigma_{\kappa} n} + D_{\kappa} e^{-\sigma_{\kappa} n}) \cos \gamma_{\kappa} \xi \right\} \cdot \sin \Omega \tau, \quad (2.41)$$

где $A = \frac{h_o H_B}{H_o^2} \Omega$, $\sigma_{\kappa} = \frac{H_B}{H_o} \gamma_{\kappa}$, $D_{\kappa} = C_{\kappa} e^{2\sigma_{\kappa}}$, $\gamma_{\kappa} = \frac{\pi}{2} + \kappa\pi$ - собственные значения, которые получаются при использовании выражения (2.31). Из условия (2.39) следует, что

$$C_{\kappa} = 2 \frac{S_{\kappa}}{\sigma_{\kappa} \gamma_{\kappa} (1 - e^{2\sigma_{\kappa}})}, \quad S_{\kappa} = \sin \gamma_{\kappa} h_2 - \sin \gamma_{\kappa} h_1. \quad (2.42)$$

Теперь можно выписать в размерном виде выражения для скоростей и давления

$$\begin{aligned}
\varphi &= -\frac{h_o H_B}{H_o^2} \Omega \cdot 2 \sum_{\kappa=0}^{\infty} \frac{S_{\kappa}}{\sigma_{\kappa} \gamma_{\kappa} (1 - e^{-2\sigma_{\kappa}})} \left[e^{\sigma_{\kappa}(n-2)} + e^{-\sigma_{\kappa}n} \right] \cos(\gamma_{\kappa} \xi) \cdot \sin \Omega \tau, \\
u_{\text{жс}} &= \frac{h_o}{t_*} \Omega \cdot 2 \sum_{\kappa=0}^{\infty} \frac{S_{\kappa}}{\sigma_{\kappa} (1 - e^{-2\sigma_{\kappa}})} \left[e^{\sigma_{\kappa}(n-2)} + e^{-\sigma_{\kappa}n} \right] \sin(\gamma_{\kappa} \xi) \cdot \sin \Omega \tau, \\
v_{\text{жс}} &= -\frac{h_o}{t_*} \Omega \cdot 2 \sum_{\kappa=0}^{\infty} \frac{S_{\kappa}}{\gamma_{\kappa} (1 - e^{-2\sigma_{\kappa}})} \left[e^{\sigma_{\kappa}(n-2)} + e^{-\sigma_{\kappa}n} \right] \cos(\gamma_{\kappa} \xi) \cdot \sin \Omega \tau \\
p_{\text{жс}} &= p_a - \rho_o g H_o (\xi - 1) + 2 \frac{h_o H_B}{t_*^2} \Omega^2 \sum_{\kappa=0}^{\infty} \frac{S_{\kappa}}{\sigma_{\kappa} \gamma_{\kappa} (1 - e^{-2\sigma_{\kappa}})} \times \\
&\times \left[e^{\sigma_{\kappa}(n-2)} + e^{-\sigma_{\kappa}n} \right] \cos(\gamma_{\kappa} \xi) \cos \Omega \tau
\end{aligned} \tag{2.43}$$

Для сжимаемой жидкости решение уравнения (2.37) также представим в виде. Но теперь

$$\sigma_{\kappa} = \frac{H_B}{H_o} (\gamma_{\kappa}^2 - g^2)^{1/2}, \tag{2.44}$$

откуда видно, что при достаточно большой частоте Ω часть σ_k могут быть мнимыми. Для случаев, когда $\text{Im } \sigma_k = 0$ для всех k выражения для потенциала и скоростей по форме совпадают с формулами (2.42), при этом

$$\begin{aligned}
p_{\text{жс}} &= p_a \left\{ 1 - \frac{\rho_o a^2}{p_a} \left\{ 1 - \exp \left[-\frac{g H_o}{a^2} (1 - \xi) \right] \right\} \right\} + \rho_o \frac{h_o H_B}{t_*^2} \Omega^2 \cdot 2 \times \\
&\times \sum_{\kappa=0}^{\infty} \frac{S_{\kappa}}{\sigma_{\kappa} \gamma_{\kappa} (1 - e^{-2\sigma_{\kappa}})} \left[e^{\sigma_{\kappa}(n-2)} + e^{-\sigma_{\kappa}n} \right] \cos(\gamma_{\kappa} \xi) \cdot \cos \Omega \tau
\end{aligned} \tag{2.45}$$

Для случая $\text{Im } \sigma_l \neq 0$ решения примут вид

$$\begin{aligned}
\varphi &= \frac{h_o H_B}{H_o^2} \Omega \cdot 2 \left\{ \frac{S_o}{\sigma_o \gamma_o} (\sin \sigma_o n + \text{ctg } \sigma_o \cdot \cos \sigma_o n) \cos \sigma_o \xi - \right. \\
&\left. - \sum_{\kappa=1}^{\infty} \frac{S_{\kappa}}{\sigma_{\kappa} \gamma_{\kappa} (1 - e^{-2\sigma_{\kappa}})} \left[e^{\sigma_{\kappa}(n-2)} + e^{-\sigma_{\kappa}n} \right] \cos(\gamma_{\kappa} \xi) \right\} \sin \Omega \tau
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
u_{жс} = & -\frac{h_o}{t_*} \frac{H_B}{H_o} \Omega \cdot 2 \left\{ \frac{S_o}{\sigma_o} (\sin \sigma_o n + \operatorname{ctg} \sigma_o \cdot \cos \sigma_o n) \sin \sigma_o \xi - \right. \\
& \left. - \sum_{\kappa=1}^{\infty} \frac{S_{\kappa}}{\sigma_{\kappa} (1 - e^{-2\sigma_{\kappa}})} \left[e^{\sigma_{\kappa}(n-2)} + e^{-\sigma_{\kappa} n} \right] \sin(\gamma_{\kappa} \xi) \right\} \sin \Omega \tau, \\
v_{жс} = & \frac{h_o}{t_*} \Omega \cdot 2 \left\{ \frac{S_o}{\gamma_o} (\sin \sigma_o n + \operatorname{ctg} \sigma_o \cdot \sin \sigma_o n) \cos \gamma_o \xi - \right. \\
& \left. - \sum_{\kappa=1}^{\infty} \frac{S_{\kappa}}{\gamma_{\kappa} (1 - e^{-2\sigma_{\kappa}})} \left[e^{\sigma_{\kappa}(n-2)} - e^{-\sigma_{\kappa} n} \right] \cos(\gamma_{\kappa} \xi) \cdot \sin 2\tau \right. \\
p_{жс} = & p_a \left\{ 1 - \frac{\rho_o a^2}{p_a} \left\{ 1 - \exp \left[-\frac{g H_o}{a^2} (1 - \xi) \right] \right\} \right\} - \rho_o \frac{h_o H_B}{t_*^2} \Omega^2 \exp \left[-\frac{g H_o}{a^2} (\xi - 1) \right] \times \\
& \times \left\{ \frac{S_o}{\sigma_o \gamma_o} (\sin \sigma_o n - \operatorname{ctg} \sigma_o \cdot \cos \sigma_o n) \cdot \cos \gamma_o \xi - \sum_{\kappa=1}^{\infty} \frac{S_{\kappa}}{\sigma_{\kappa} \gamma_{\kappa} (1 - e^{-2\sigma_{\kappa}})} \times \right. \\
& \times \left[e^{\gamma_{\kappa}(n-2)} + e^{-\gamma_{\kappa} n} \right] \cos(\gamma_{\kappa} \xi) \left. \right\} \cos \Omega \tau
\end{aligned} \tag{2.46}$$

Анализ решений показывает, что помимо выписанных могут иметь место дополнительные решения с определенными величинами Ω . Такая ситуация возникает, например, при равенстве нулю одного из σ_{κ} , но в этом случае общее решение значительно видоизменится. Это также связано с возникновением резонансных явлений в жидкости, рассмотрение которых не входит в поставленную задачу.

2.3 Поведение газовых и паровых пузырьков в колеблющейся жидкости

Для численного анализа приведенной выше системы уравнений используем метод, разработанный в [38]. Благодаря высокой точности этот метод позволяет решать обыкновенные дифференциальные уравнения с довольно сложными правыми частями, однако при высоких частотах возникают большие трудности их численной реализации. Чтобы этого избежать, решение можно провести в режиме "быстрого" времени, т.е. ввести новую переменную $\tau = (1 + \Omega)t/t_*$. Кроме того, в уравнения (2.2-2.9, 2.12, 2.13) удобно ввести безразмерные величины следующим образом:

$$\bar{v}_n = \frac{t_*}{H_o} (1 + \Omega)^{-1} \bar{V}_n, \quad u_r = \frac{t_*}{r_{n0}} (1 + \Omega)^{-1} U_r.$$

2.3.1. Динамика газового пузырька в баке с колеблющейся жидкостью

2.3.1.1. Поведение газового пузырька в баке с колеблющимся элементом дна

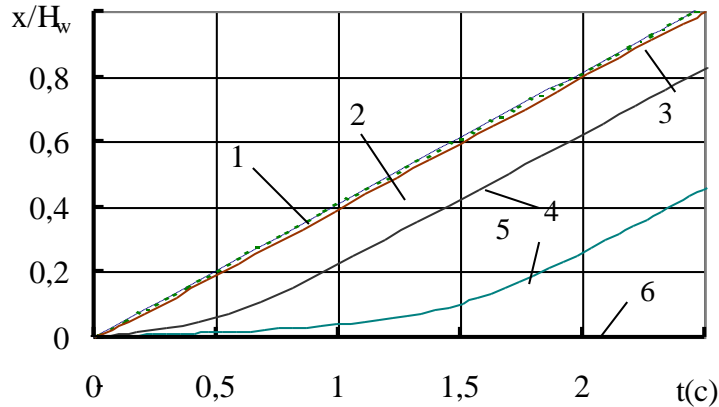


Рис. 2.3. Влияние частоты колебаний на всплытие газовых пузырьков диаметром 0,002 м: 1 - 0 Гц; 2 - 10 Гц; 3 - 50 Гц; 4 - 100 Гц; 5 - 125 Гц; 6 - 150 Гц

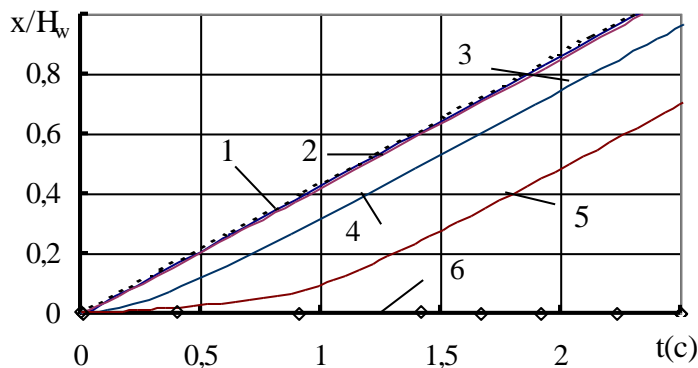


Рис. 2.4. Влияние колебаний на всплытие газовых пузырьков диаметром 0,005 м: 1 - 0 Гц; 2 - 10; 3 - 50; 4 - 100; 5 - 125; 6 - 150 Гц

При рассмотрении движения газовых пузырьков в жидкости, колеблющейся под действием участка дна бака, упростим выписанную выше систему уравнений. Учитывая, что масса пузырька в процессе движения остается постоянной и принимая для простоты движение внутри пузырька адиабатическим, будем иметь

$$\frac{dr_n}{dt} = U_r$$

$$p_n = p_{n0} \left(\frac{\rho_{np}}{\rho_{n0}} \right)^\gamma, \quad (2.47)$$

где p_{n0} - начальное давление в пузырьке, ρ_{n0} - начальная плотность пара. Результаты расчетов динамики газового пузырька в несжимаемой

жидкости показаны на рис. 2.3-2.13. Из расчетов следует, что для подъема в спокойной воде пузырька диаметром 2 мм необходимо время ~2.47 с, а для пузырька диаметром 5 мм - 2.31 с. (графики подъема показаны на рис. 2.3 - 2.4). При наложении колебаний время подъема, в общем, увеличивается. При $\omega=50$ Гц за время выхода в спокойной воде пузырьки проходят путь равный: для $r_{n0} = 1$ мм - 0.998 высоты, а для $r_{n0}=2,5$ мм-0.999, т.е. колебания при этой частоте довольно слабо влияют на скорость подъема рассматриваемых

пузырьков. Значительно заметнее это влияние при больших частотах. Так при $\omega=100$ Гц для двухмиллиметрового пузырька высота подъема за это время составляет 0.813, а для пятимиллиметрового - 0.881. При таких частотах и более подъем пузырька сопровождается довольно значительными колебаниями его поверхности. Рисунки 2.5, 2.6 иллюстрируют изменение радиуса пузырька во время его всплытия, а рис. 2.7 показывает изменение внутреннего давления в пузырьке. Из них видно, что в начальный момент амплитуды колебаний достигают заметных относительных величин, но по мере удаления от источника возмущений амплитуда колебаний поверхности уменьшается вместе с уменьшением интенсивности колебаний жидкости. Возникновение внутренних колебаний пузырька приводит к тому, что в его скорости появляются также пульсации, причем такой величины, что они начинают оказывать существенное влияние на скорость подъема. С увеличением частоты колебаний участка дна у пузырьков появляются отрицательные скорости, что в значительной степени меняют закон его движения. Так при $\omega=100$ Гц кривые подъема пузырьков (рис. 2.3, 2.4) идут ниже невозмущенных траекторий, а при $\omega=125$ Гц пузырьки некоторый отрезок характерного времени находятся вблизи колеблющейся поверхности. Для $\omega=150$ Гц они так и остаются на поверхности на протяжении всего этого времени. Этот факт указывает на то, что гидродинамическая обстановка препятствует подъему пузырьков. Это в какой-то степени должно отрицательно сказываться на теплообмене при кипении, т.к. для увеличения теплообмена необходимо, чтобы гидродинамические условия способствовали более быстрому удалению пузырьков с поверхностей. Здесь, однако, имеет место обратное явление - маленькие пузырьки задерживаются на поверхности, что приводит к слиянию их либо в некоторые конгломераты, либо в пузыри значительно большего размера, которые по прошествии какого-то времени преодолевают гидродинамическое влияние жидкости и отрываются от поверхности.

Показанные рисунки 2.3 - 2.7 раскрывают поведение пузырьков, находящихся непосредственно над вибрирующим элементом, т.е., практически, в зоне сильных возмущений.

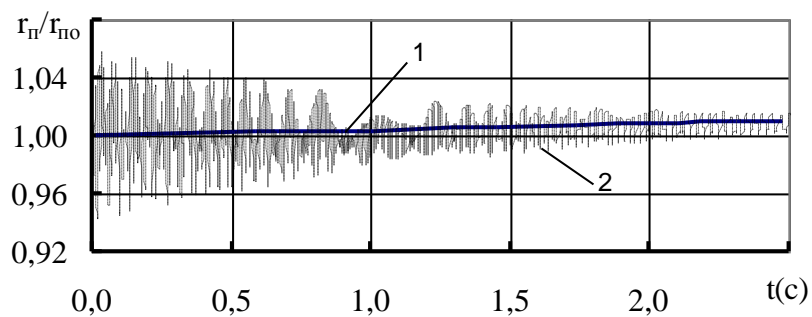


Рис.2.5. Изменение относительного радиуса газового пузырька диаметром 0,002 м в процессе всплытия:
1 - $\omega = 0$ Гц; 2 - 100 Гц

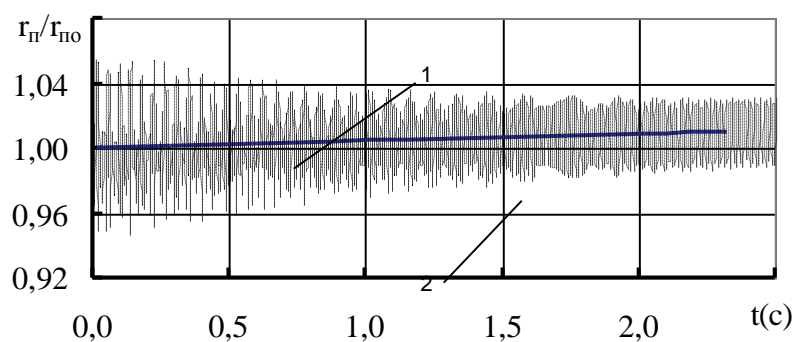


Рис.2.6. Изменение относительного радиуса газового пузырька диаметром 0,005 м в процессе всплытия; 1 - $\omega = 0$ Гц; 2 - 100 Гц

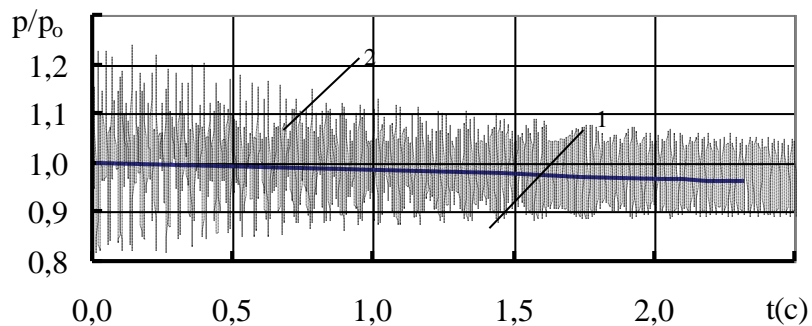


Рис.2.7. Изменение относительного внутреннего давления в пузырьке диаметром 0,005 м в процессе всплытия: 1 - $\omega = 0$ Гц; 2 - 100 Гц

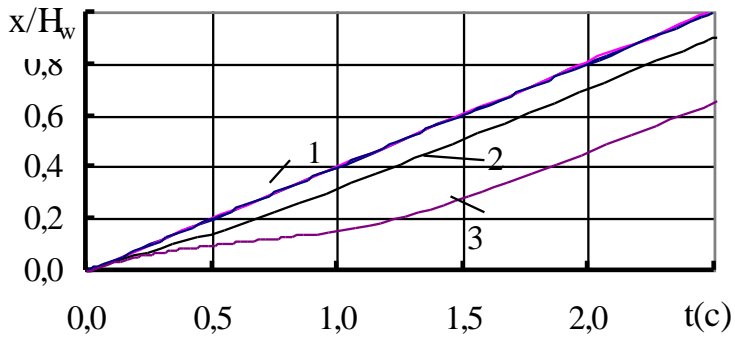


Рис.2.8. Кривые подъема пузырьков всплывающих вне области начальных колебаний диаметром 0,002 м; 1 - $\omega = 150$ Гц, $n_0 = 0,9$; 2 - $\omega = 150$ Гц, $n_0 = 0,2$; 3 - $\omega = 175$, $n_0 = 0,2$

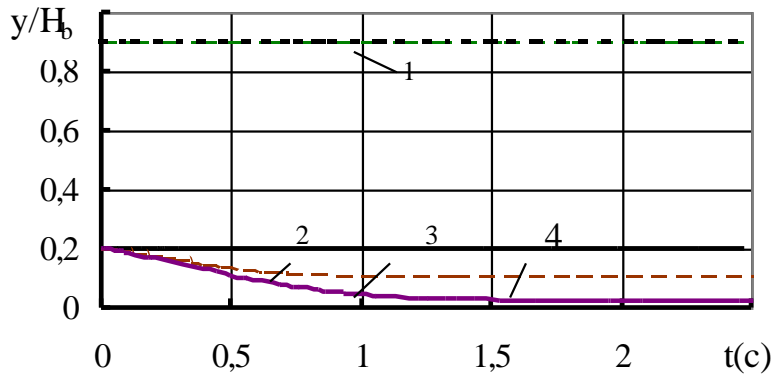


Рис.2.9. Поперечные координаты всплывающих пузырьков диаметром = 0,002 м; 1 - $\omega = 50$ Гц, $n_0 = 0,9$; 2 - 50 Гц, $n_0 = 0,2$; 3 - 150 Гц, $n_0 = 0,2$; 4 - 175 Гц, $n_0 = 0,2$

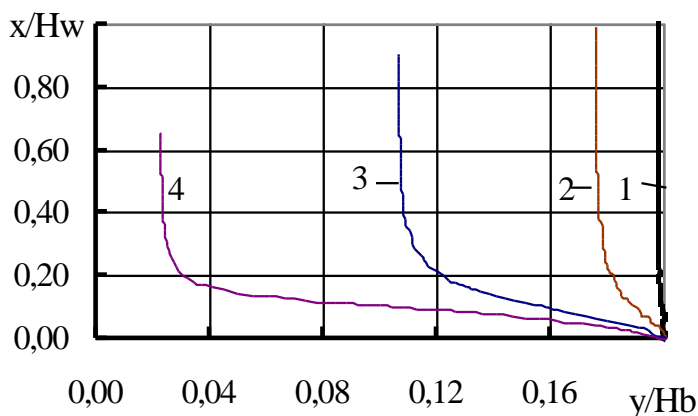


Рис.2.10. Траектория и движение всплывающих пузырьков диаметром 0,005 м; 1 - $\omega = 50$ Гц; 2 - 100 Гц; 3 - 150 Гц; 4 - 175 Гц

Интересно теперь проследить за пузырьками, которые находятся вне этой зоны, вернее, в зоне несколько других возмущений. Если пузырек находится на оси сосуда и соответственно на оси колеблющегося элемента, то на него воздействуют только вертикальные возмущения скорости жидкости. На пузырек, который находится на днище вне колеблющегося элемента, действуют преимущественно возмущения с горизонтальной ориентацией. На рис. 2.8 показаны кривые подъема пузырьков с $r_{n0} = 1$ мм при $\omega = 150$ и 175 Гц, которые начинают свое движение с неподвижного участка из точек $n_0 = 0,2$ и $n_0 = 0,9$ при $\eta_0 = 0$. Из этих рисунков видно, что по мере удаления начала подъема от колеблющейся пластины процесс движения пузырьков становится более спокойным и приближается к картине подъема в неподвижной жидкости. При больших частотах наблюдается замедление подъема пузырька. Следует однако отметить, что пузырьки,

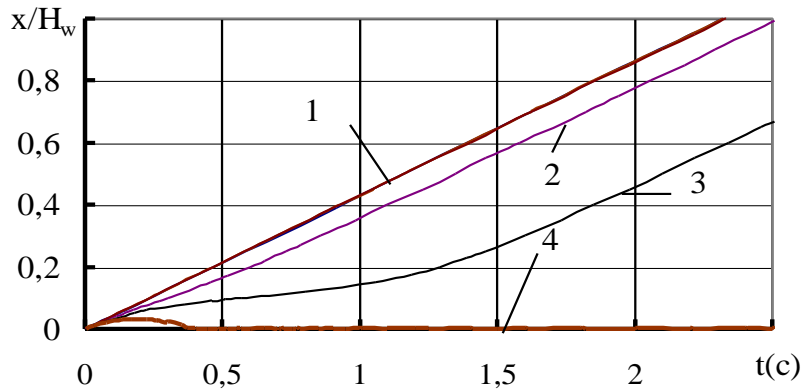


Рис. 2.11. Влияние частоты колебаний на всплытие газового пузыря диаметром 0,005 м; $\omega = 200$ Гц, $y = 0,9$; 2 - 150, $n_0 = 0,2$; 3 - 175, $n_0 = 0,2$; 4 - 200, $\eta = 0,2$

их в область интенсивного возмущения качественно наблюдались в эксперименте [41 гл.1, 42 гл.1], когда случайно выскочивший с колеблющейся поверхности пузырек при попытке движения вновь быстро втягивается в

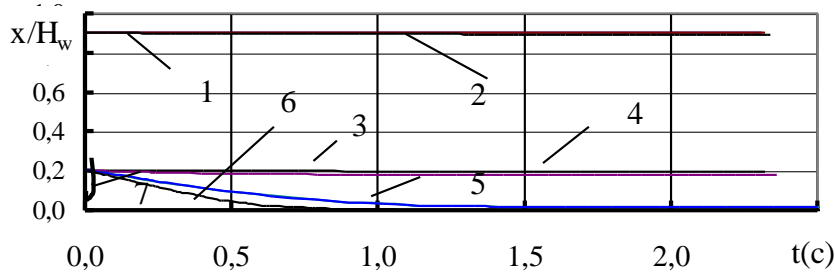


Рис. 2.12. Изменение поперечных координат газовых пузырьков диаметром 0,005 м - $\omega = 100$ Гц, $n_0 = 0,9$; 2 - 175 Гц, $n_0 = 0,9$; 3 - 50 Гц, $n_0 = 0,2$; 4 - 100 Гц, $n_0 = 0,2$; 5 - 150 Гц, $n_0 = 0,2$; 6 - 175 Гц, $n_0 = 0,2$; 7 - 200 Гц, $n_0 = 0,2$

зону интенсивных возмущений зависит от частоты. При $\omega = 50$ Гц подъем пузырька с отметки $n_0 = 0,2$, $\eta_0 = 0$ проходит практически вертикально, при $\omega = 150$ пузырек приближается к краю колеблющегося элемента, при 175 Гц его основной участок подъема уже проходит над элементом и, наконец, при 200 Гц пузырек практически полностью затягивается в центр к оси элемента, где он и остается на протяжении всего рассматриваемого времени. Аналогичные кривые для пузырька с $r_{n0} = 2.5$ мм приведены на рис. 2.11-2.13.

начинающие свое движение с отметки $n_0 = 0.2$, $\eta_0 = 0$ поднимаются не вертикально вверх, они затягиваются в область влияния колеблющейся пластины (на рис. 2.9 показаны поперечные координаты движения пузырьков), вследствие чего скорость подъема уменьшается. Такой захват пузырьков и перемещение

их в область интенсивного возмущения качественно наблюдались в эксперименте [41 гл.1, 42 гл.1], когда случайно выскочивший с колеблющейся поверхности пузырек при попытке движения вновь быстро втягивается в область интенсивного колебания. При $n_0 = 0.9$ подъем пузырьков проходит почти вертикально и аналогично движению в спокойной жидкости. Сами траектории движения пузырьков при различных частотах интересно проследить на рис. 2.10. Из него следует - втягивание пузырьков в

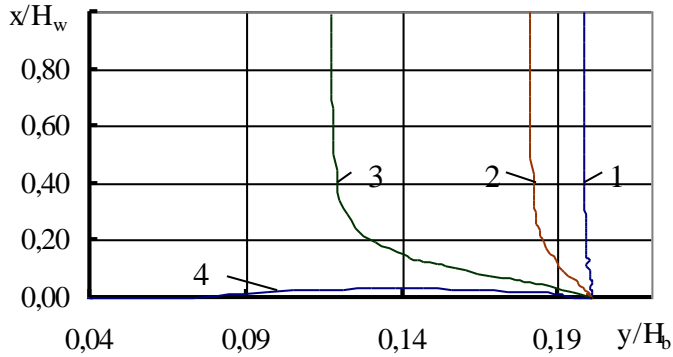


Рис. 2.13. Траектория всплывающих пузырьков диаметром 0,005 м; 1 $\omega = 50$ Гц; 2 - 100; 3 - 150; 4 - 200

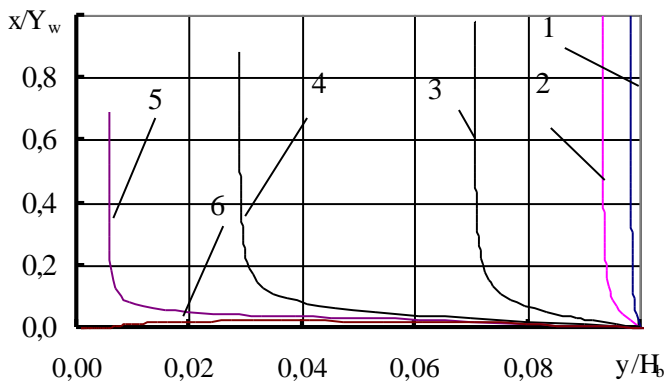


Рис. 2.14. Влияние амплитуды колебаний на всплытие газового пузырька: 1 - $h_0 = 0,1$ мм; 2 - 0,2; 3 - 0,4; 4 - 0,6; 5 - 0,7; 6 - 0,76

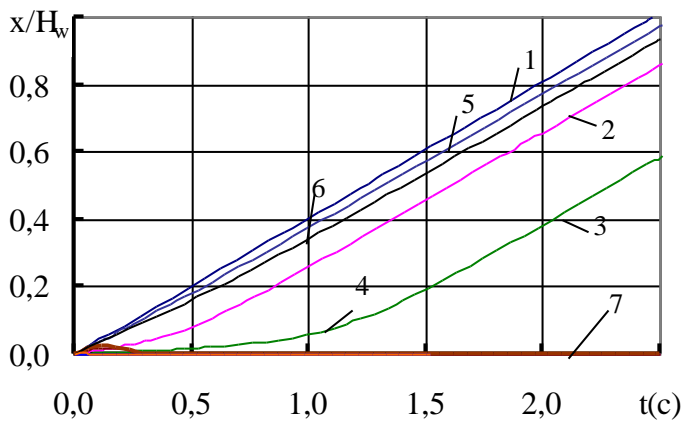


Рис. 2.15. Всплытие пузырьков газа в сжимаемой жидкости: 1 - $\omega = 10$ Гц, $h_0 = 1,5$ мм, $n_0 = 0$; 2 - 100, $h_0 = 1,5$, $n_0 = 0$; 3 - 200, $h_0 = 0,75$, $n_0 = 0$; 4 - 500, $h_0 = 0,3$, $n_0 = 0$; 5 - 800, $h_0 = 1,5$, $n_0 = 0,2$; 6 - 300, $h_0 = 1,5$, $n_0 = 0,2$; 7 - 500, $h_0 = 0,3$, $n_0 = 0,2$

На рис. 2.14 представлена серия кривых, иллюстрирующих траектории пузырьков поднимающихся с края элемента колеблющегося с частотой 200 Гц при различных амплитудах. При $h_0 = 0,2$ мм пузырек почти не отклоняется от вертикального подъема. При амплитуде 0,4 мм пузырек заметно затягивается к оси, при $h_0 = 0,7$ мм он довольно близко подходит к оси сосуда, но, тем не менее, поднимается вверх. Наконец при амплитуде 0,75 его затягивает к центру элемента и он остается там. Показанные траектории в какой-то степени объясняют экспериментально наблюдаемое явление [41 гл.1, 42 гл.1], заключающееся в том, что при частотах $\omega = 200$ двухфазная газожидкостная струя сильно сжимается, в результате чего происходит шнурование струи. Возникающие на поверхности нагревательного элемента пузырьки начинают стремиться к центру, откуда они тонкой цепочкой покидают поверхность и уходят вверх. При больших амплитудах или частотах начинается образование роя пузырьков. В этом случае отдельный маленький пузырек уже не может покинуть поверхность элемента. Он объединяется с другими, в результате чего образуется динамический конгломерат пузырьков, который затем разбухает и отрывается от поверхности нагрева. Все вышеприведенные особенности динамики поведения пузырьков

в жидкости, отрывающихся от вибрирующей поверхности нагрева, были ранее получены экспериментально и подробно описаны в работах [41 гл.1-43 гл.1, 48 гл.1]. В [58 гл.1] предложена классификация полученных режимов течения.

Образование и поведение роя пузырьков в вибрирующей жидкости экспериментально также исследовалось в [22,23], где описана динамика коллектива газовых включений, захваченных с поверхности воды. Следующие серии расчетов относятся к движению пузырьков в сжимаемой жидкости, при этом скорость звука в жидкости принималась равной 1200 м/с.

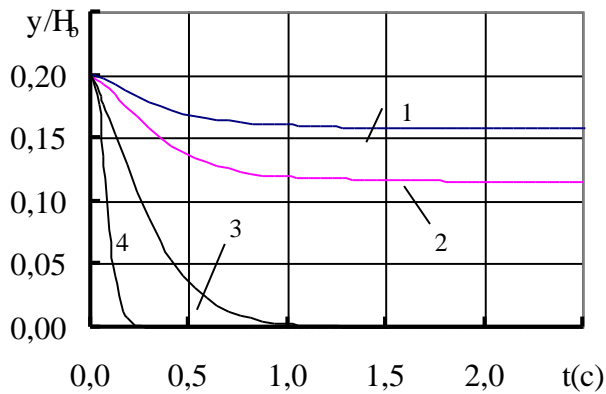


Рис. 2.16. Изменение поперечных координат газовых пузырьков диаметром 0,005 м в сжимаемой жидкости: 1 - $\omega = 10$ Гц, $h_0 = 1,5$ мм; 2 - 100, $h_0 = 1,5$; 3 - 200, $h_0 = 0,75$; 4 - 500, $h_0 = 0,3$

элемента. Необходимо указать, что при низких частотах, когда сжимаемостью можно пренебречь (отбросить последний член в уравнении (2.20)), численные значения результатов расчета практически полностью совпадают с результатами для несжимаемой жидкости. Поведение пузырьков при высокой

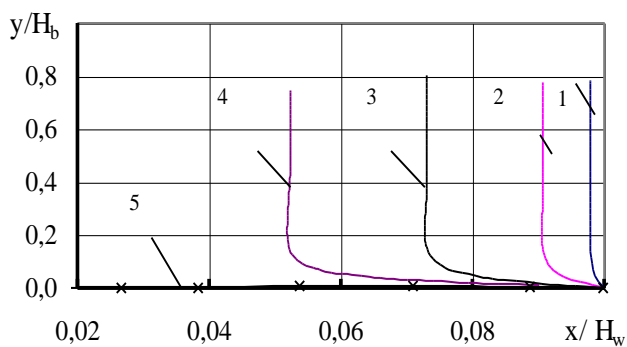


Рис.2.17. Влияние амплитуды вибраций на траектории пузырьков в сжимаемой жидкости, $\omega = 1200$ Гц, $n_0 = 0,1$: 1 - $h_0 = 0,01$ мм; 2 - 0,02 мм; 3 - 0,03 мм; 4 - 0,035 мм; 5 - 0,04 мм

На рис. 2.15, 2.16 показаны кривые подъема и поперечного смещения пузырьков диаметром 2 мм в колеблющейся жидкости при различных частотах и амплитудах колебания участка дна. Из графиков видно, что кривые ведут себя аналогично кривым для несжимаемой жидкости. Как свидетельствуют линии 4, 7, проходящие на рис. 2.15 по оси t , при $\omega=500$ Гц пузырьки остаются на днище сосуда, причем пузырек, начинающий всплывать вне колеблющегося участка при $n_0 = 0.2$ (рис. 2.16) затягивается в центр

частоте колебания ($\omega=1200$ Гц) жидкости показано на рис. 2.17, на котором приведены траектории движения, начинающегося с края колеблющейся пластины. Из сравнения этого рисунка с рис. 2.14 видно, что и для этой частоты нет качественных отличий от кривых движения в несжимаемой жидкости. Здесь также наблюдается затягивание пузырьков к оси сосуда, что должно приводить к шнурованию двухфазной струи, а при более высоких амплитудах (кривая 4) к образованию конгломерата пузырьков. Динамике пузырьков в колеблющейся сжимаемой жидкости

посвящены работы [15, 34-36], где обнаружены интересные физические эффекты, связанные с областями, в которых равнодействующая всех сил равна нулю. В наших расчетах при более высоких частотах также обнаружены некоторые особенности, отличающие движение пузырьков от уже показанных выше результатов, однако это требует дополнительных исследований.

2.3.1.2. Поведение газового пузырька в баке с колеблющимся элементом на боковой стенке

На рис. 2.18 и 2.19 показаны кривые, характеризующие поведение всплывающих газовых пузырей в баке с вибрирующим участком боковой стенки. Рассмотрены два варианта расположения вибрирующего элемента: в первом варианте он занимает участок $0,75-0,8$, во втором $-0,2-0,25$. Пузыри диаметром 2 мм поднимаются с дна из точки $n_0=0,1$. На рис. 2.18 приведены кривые подъема газового пузырька в несжимаемой жидкости. Из рисунка следует, что расслоение кривых начинается при приближении пузырька к колеблющемуся элементу. Уже при $\omega=50\text{ Гц}$ наблюдается небольшое отклонение кривых подъема от прямой линии. С увеличением частоты наклон кривых уменьшается, свидетельствуя о том, что уменьшается средняя скорость подъема пузырька. При этом во втором варианте уже при $\omega=100\text{ Гц}$ резко изменяется режим подъема (линия 6), что указывает на то, что пузырек попал в зону интенсивного возмущения, в результате чего он был притянут к вибрирующему элементу.

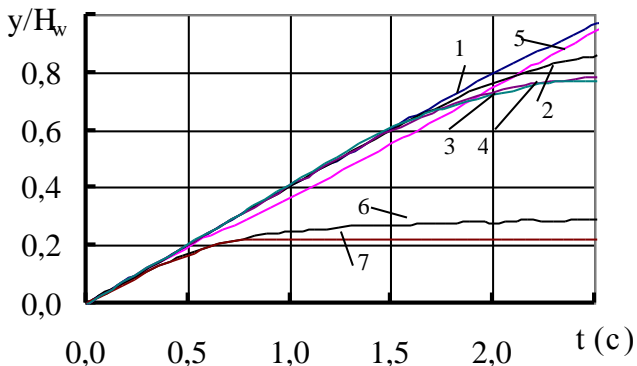


Рис.2.18. Влияние частоты на движение пузырьков газа при боковой вибрации (несжимаемая жидкость); $h_0 = 0,5\text{ мм}$; 1 - $\omega = 50\text{ Гц}$, 2 - 100, 3 - 150, 4 - 200 (1 вариант); 5 - $\omega = 50\text{ Гц}$, 6 - 100, 7 - 150 (2 вариант)

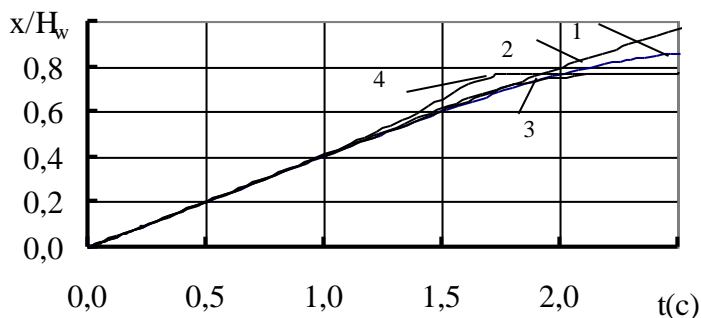


Рис.2.19. Влияние частоты на движение паровых пузырьков газа при боковой вибрации (сжимаемая жидкость): 1 - $\omega = 100\text{ Гц}$, $h_0 = 1,5\text{ мм}$; 2 - 200, $\rho h = 0,75$; 3 - 300, $h_0 = 0,5$; 4 - 500, $\rho h = 0,1$

первого варианта при различных изменениях частоты и амплитуды колебаний, при этом произведение амплитуды и частоты принималось постоянным, а

скорость звука $a=1200$ м/с. Из приведенных кривых наиболее выделяется кривая 4, которая свидетельствует о том, что с увеличением частоты значительно изменяется и скорость подъема пузырька в окрестности влияния колеблющегося элемента. Попадая в зону интенсивных колебаний, скорость пузырька увеличивается до тех пор, пока он не достигнет некоторой точки на пластине, в которой вертикальная компонента скорости жидкости равна нулю или близка к ней. Затем, скорость пузырька резко падает, в результате чего изменяется характер дальнейшего движения

2.3.2. Пузырьки пара в жидкости

При исследовании динамики паровых пузырьков необходимо включить в рассмотрение всю выписанную систему уравнений (2.2-2.9, 2.12, 2.13). Учитывая, что эта система довольно сложна для анализа при произвольных внешних условиях, решение ее можно проводить с помощью численных методов. Но для этого необходимо, как это указывалось выше, использовать критериальные условия для теплообмена. Такими критериальными соотношениями могут служить следующие зависимости, предлагаемые разными авторами [7, 27, 31, 37, 38]:

$$\text{Nu} = 1,3\text{Pr}^{0,15} + 0,66\text{Re}^{0,5}\text{Pr}^{0,31}; \quad (2.48)$$

$$\text{Nu} = 2 + 0,5 \frac{\text{RePr}}{1 + 0,778(\text{RePr})^{0,5}}; \quad (2.49)$$

$$\text{Nu} = 2 \left(1 - \frac{\text{We}}{8} \right) \left(\frac{\text{RePr}}{3\pi} \right)^{0,5}, \quad (\text{Re} < 10,2),$$

$$\text{Nu} = \frac{2}{\pi^{0,5}} \left\{ 1 - \left(\frac{2}{\text{Re}} \right)^{0,5} + \left[0,03 - 0,2 \left(\frac{2}{\text{Re}} \right)^{0,5} \right] \text{We} \right\} (\text{RePr})^{0,5}, \quad (2.50)$$

$$\text{Nu} = 2 + 0,46\text{Re}^{0,55}\text{Pr}; \quad (2.51)$$

$$\text{Nu} = 2 + 0,65 \frac{(\text{RePr})^{1,7}}{1 + (\text{RePr})^{1,3}}; \quad (2.52)$$

$$\begin{aligned} \text{Nu} = & \frac{12}{\pi} \text{Ja} \left[1 + 0,5 \left(\frac{\pi}{6\text{Ja}} \right)^{2/3} + \frac{\pi}{6\text{Ja}} \right] + \\ & + 1,13\text{Pe}^2 \left(\frac{1}{13\text{Ja}^{3,3} + \text{Pe}^{1,5}} - \frac{6\text{Ja}^{0,63}}{31\text{Ja}^{4,3} + \text{Pe}^2} \right). \end{aligned} \quad (2.53)$$

где $We = (\rho_{ж} r_n U_n^2) / \sigma$ - число Вебера, $Fo = a_{ж} t / r_{n0}^2$ - число Фурье,

$Ja = \rho_{ж} c_{ж} |T_{ж} - T_{жс}| / (\rho_n J)$ число Якоба, $Pe = 2U_n r_n / a$ - число Пекле,

U_n – полная скорость пузыря, $a_{жс}$ - коэффициент температуропроводности. Как видно последнее соотношение состоит из двух слагаемых. Первое из них получено в [11] и соответствует теплообмену неподвижного пузырька, второе, найденное в [7], учитывает движение парового пузырька относительно жидкости.

Анализ литературных данных, приведенный в [29], показал, что в определении времени жизни парового пузыря имеется довольно существенный разброс. На рис. 2.20 ($T_\infty = 373$ K), рис. 2.21 ($T_\infty = 368$ K) приведены результаты расчетов конденсации неподвижного парового пузырька по формулам, полученным в работах: Зубера [29] (кривая 1) $Fo_0 = \alpha_{жс} \tau / r_{n0}^2$

$$\frac{r_n}{r_{n0}} = 1 - \sqrt{\pi Ja \sqrt{Fo}} ; \quad (2.55)$$

Волошко - Вургафта и Флоршютца - Чао [3, 29] (кривая 2)

$$\frac{r_n}{r_{n0}} = 1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} Ja \sqrt{Fo} ; \quad (2.56)$$

Приснякова [29] (кривая 3),

$$\frac{r_n}{r_{n0}} = 1 - \frac{4}{\sqrt{\pi}} \mathcal{E}' Ja \sqrt{Fo_0} \quad (2.56')$$

Лабунцова - Ягова [21] (кривая 4)

$$\frac{r_n}{r_{n0}} = \sqrt{1 - Ja Nu Fo} ; \quad (2.57)$$

Кривой 5 на рисунке показаны наши расчеты по полной приведенной тепловой схеме с использованием критериального соотношения (2.54).

Результаты представлены в координатах r_n/r_{n0} и $\tau = \frac{4}{\pi} Ja^2 \frac{a_{жс}}{r_{n0}^2} t$.

Из рисунка видно, что аналитические кривые разных авторов довольно сильно отличаются друг от друга, характеризуя тем самым и имеющийся в литературе разброс в экспериментальных значениях. Наша кривая практически полностью совпадает с кривой (4), что является естественным, т.к. используется то же соотношение, что и в [11]. где в качестве **Nu** можно

использовать критерий (2.54). Как следует из рис. 2.22 наша кривая 1 несколько отличается от кривой 2, рассчитанной по формуле (2.58).

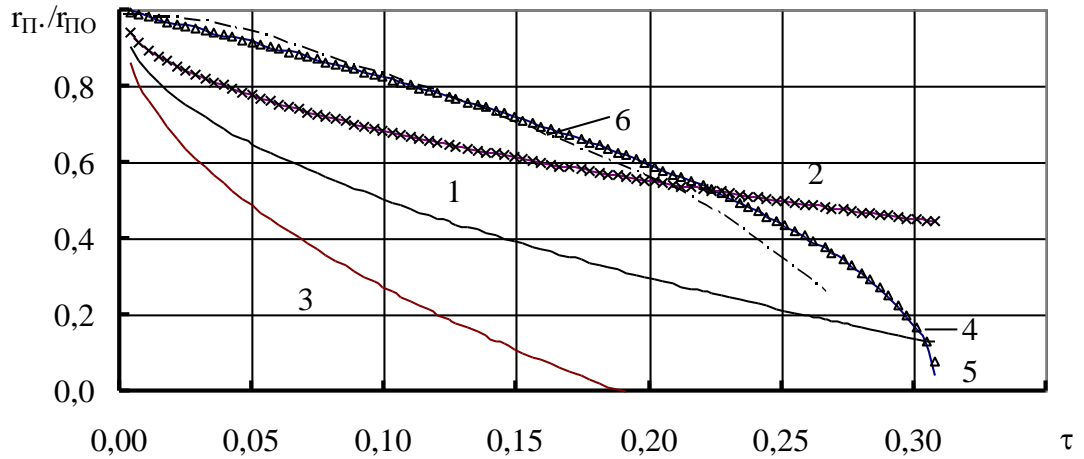


Рис.2.20. Конденсация неподвижного парового пузырька при $T = 373$ К: 1 - решение Зубера, 2 - Волошко- Вульфгартаи Флоршюцца-Чао, 3 - Приснякова, 4 - Лабунцова-Ягова, 5 - расчет с использованием (2.54), 6 - расчет с использованием (2.61)

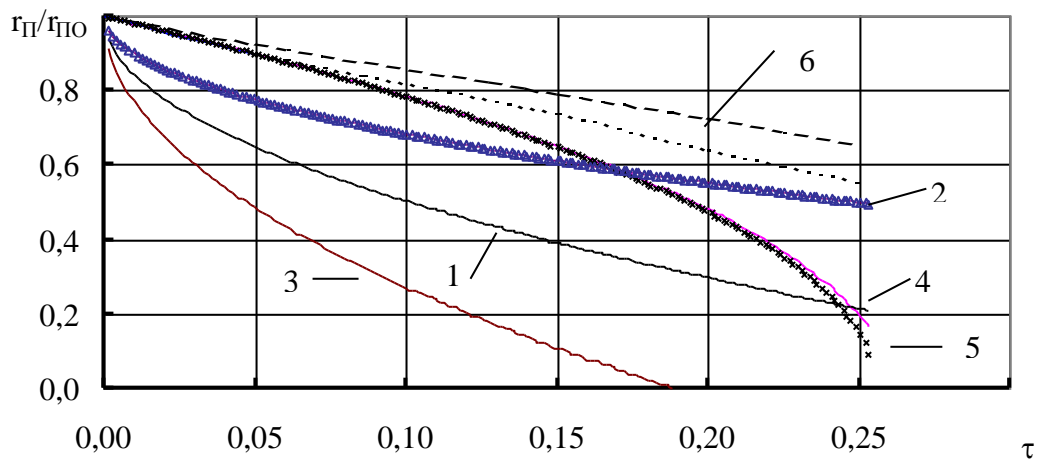


Рис.2.21. Конденсация неподвижного парового пузырька при $T = 368$ К: 1 - решение Зубера, 2 - Вульфгартаи Флоршюцца-Чао, 3 - Приснякова, 4 - Лабунцова-Ягова, 5 - расчет с использованием (2.54), 6 - расчет с использованием (2.61)

Для случая перегретой жидкости на рис. 2.22 показан рост пузырька в зависимости от времени при температуре среды 375 К. В [27] приведено автомодельное решение задачи о росте пузырька в перегретой жидкости, из которого следует, что

$$\frac{r_n}{r_{n0}} = \left(1 + 2 \frac{a_{ж} \text{Nu}}{r_{n0}^2} t \right)^{1/2} \quad (2.58)$$

где в качестве **Nu** можно использовать критерий (2.54). Как следует из рис. 2.22 кривая 1 несколько отличается от кривой 2, рассчитанной по формуле (2.58).

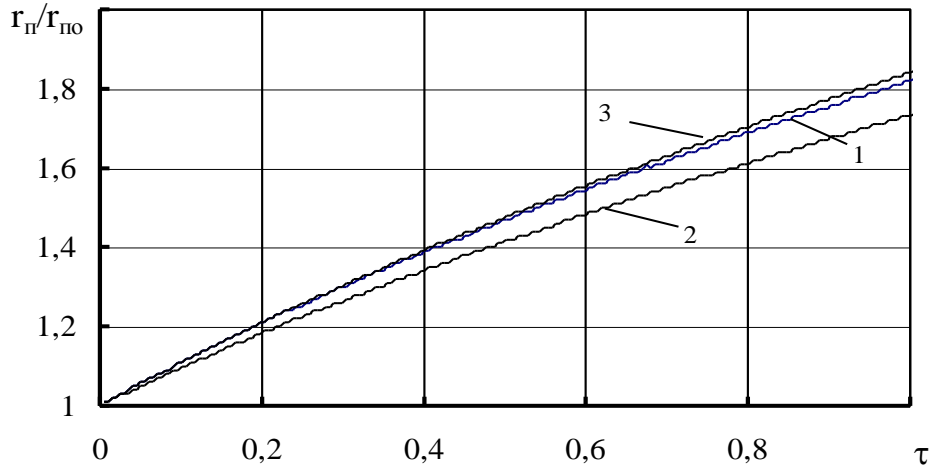


Рис.2.22. Рост парового пузырька в перегретой жидкости ($T_{ж} = 375 \text{ K}$) ; 1 - расчет авторов с использованием (2.54) ; 2 - расчет (2.58) , 3 - расчет (2.61)

В конце интервала это отличие составляет чуть более пяти процентов. Для более перегретых жидкостей отличие наших результатов от формулы (2.58) увеличивается и довольно значительно.

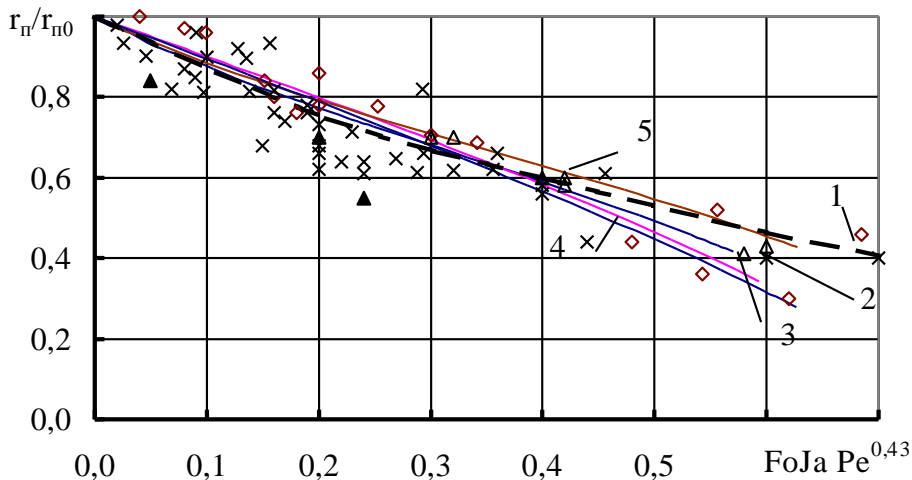


Рис.2.23. Конденсация парового пузырька движущегося в жидкости: 1 - результаты [8], 2 - 5 результаты авторов (2 - $r_0 = 0,001 \text{ м}$, $T_{ж} = 373 \text{ K}$; 3 - $r_0 = 0,001 \text{ м}$, $T_{ж} = 368 \text{ K}$; 4 - $r_0 = 0,0025 \text{ м}$, $T_{ж} = 373 \text{ K}$, 5 - $r_0 = 0,0025 \text{ м}$, $T_{ж} = 368 \text{ K}$)

Перейдем теперь к рассмотрению движущихся паровых пузырьков. Для детального сравнения результатов наших расчетов с известными результатами были использованы данные работы [8], в которой авторы на основе своих

экспериментов и работ других исследователей построили кривую изменения радиуса парового пузырька в зависимости от комплекса $\Sigma = \text{FoJaRe}^{0.43}$. На рис. 2.23, взятом из [8], показаны экспериментальные точки и найденная авторами этой работы кривая (она обозначена цифрой 1), обобщающая экспериментальные значения. На рис. 2.24, 2.25 показаны кривые уменьшения радиусов пузырьков при их конденсации, полученные в расчетах с помощью

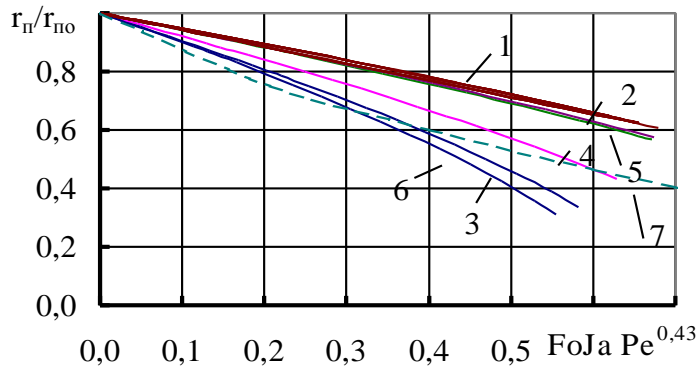


Рис.2.24. Конденсация пузырьков пара при $T = 373$ К: 1 - 6 расчеты авторов (1 - с использованием (2.48), 2 - (2.49), 3 - (2.50), 4 - (2.51), 5 - (2.59), 6 - (2.53)); 7 - кривая из работы [8]

выписанных критериальных соотношений при $T_{n0} = 374$ К. Начальный радиус пузырька принимался равным $r_{n0} = 1$ мм, при этом для представленных на рис. 2.24 результатов температура жидкости принималась равной 373 К ($\text{Ja} = 3,682$), а для результатов показанных на рис. 2.25 – 368 К, что соответствует числу Якоба $\text{Ja} = (33,2)$. На этих рисунках кривые 1 - относятся к соотношению (2.48), кривые 2 - (2.49), кривые 3 - (2.50), 4 - (2.51), 5 - (2.52), 6 - (2.53).

Учитывая, что при подъеме пузырька его скорость меняется, в качестве аргумента и, соответственно, оси абсцисс на этих рисунках используется величина $\Sigma = \int_0 \text{JaRe}^{0.43} d\text{Fo}$,

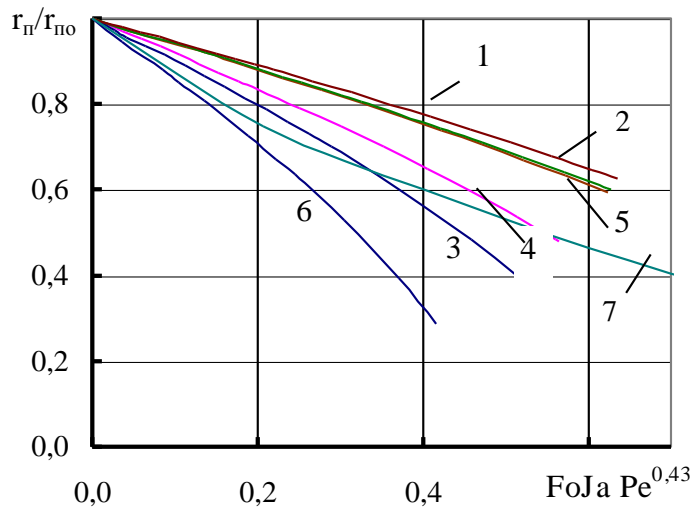


Рис.2.25. Конденсация пузырьков пара при $T = 368$ К: 1 - 6 расчеты авторов (1 - с использованием (2.48), 2 - (2.49), 3 - (2.50), 4 - (2.51), 5 - (2.59), 6 - (2.53)); 7 - кривая из работы [8]

которая при постоянных Ja и Re переходит в комплекс, предлагаемый в работе [8], при этом расчеты проводились с некоторой начальной скоростью ($U_{n0} = 0.2$ м/с), чтобы во всем отрезке времени движения пузырек находился в том интервале чисел Пекле, которое указано в [8]. Целью проведенных расчетов является оценка влияния того или иного критериального условия на закон схлопывания паровых пузырьков. При сравнении полученных решений нетрудно заметить, что наиболее близко к обобщенной кривой [8] ложатся результаты расчетов с соотношением (2.51,

2.52), остальные кривые ведут себя заметно хуже. Однако указанные критериальные соотношения не применимы для неподвижных паровых пузырьков, для которых широко используется критериальное условие (2.54). Вследствие этого условие (2.53) положим в основу наших расчетов, но при этом попытаемся несколько видоизменить эту зависимость. Из приведенных рисунков видно, что кривые 6 на небольшом отрезке комплекса Σ (0-0,2) проходят в интервале, на котором разбросаны экспериментальные точки, а потом уходят быстро вниз. Для того, чтобы как-то улучшить этот результат воспользуемся выражением, полученным в [27]

$$\begin{aligned} \frac{dNu}{dt} = & -\frac{\pi a_{жс}}{8r_n^2} (Nu - 2)^3 + \frac{3Nu}{r_n} \frac{dr_n}{dt} + \\ & + \frac{3}{Nu} \left[\frac{3r_n^2}{a_{жс}} \frac{1}{T_s - T_\infty} \frac{dT_s}{dt} - (Nu - 2) \right] \times \left| \frac{1}{T_s - T_\infty} \frac{dT_s}{dt} \right| \end{aligned} \quad (2.59)$$

Само это уравнение следует рассматривать в некотором смысле аппроксимационным, т.к. оно строго справедливо только при определенных параметрах, поэтому использование его в общих случаях возможно на основе принятия соглашения справедливости действия его во всем поле изменения этих параметров. Из приведенных в [27] асимптотических решений следует, что первый член в правой части имеет место как при малых числах Якоба, так и при больших. Вследствие этого было принято считать его неизменным при любых числах Ja , второй и третий члены появляются только при больших числах Якоба, при $Ja \rightarrow 0$ их нет. Придерживаясь данной релаксационной формы, несколько изменим выражение (2.59) и запишем его в виде

$$\begin{aligned} \frac{d(Nu - Nu_0)}{dt} = & -\frac{\pi a_{жс}}{8r_n^2} (Nu - Nu_0)^3 + \frac{Ja}{m + Ja} \frac{3Nu}{r_n} \frac{dr_n}{dt} + \\ & + \frac{Ja}{m + Ja} \frac{3}{Nu} \left[\frac{3r_n^2}{a_{жс}} \frac{1}{T_s - T_\infty} \frac{dT_s}{dt} - (Nu - Nu_0) \right] \left| \frac{1}{T_s - T_\infty} \frac{dT_s}{dt} \right| \end{aligned} \quad (2.60)$$

где Nu_0 - число Нуссельта, соответствующее пузырьку постоянного диаметра, m - некоторый параметр, который также может зависеть от Ja , но ограничен сверху. Из этого выражения видно, что при $Ja \rightarrow 0$ второй и третий члены в уравнении пропадают, а при $Ja \rightarrow \infty$ коэффициент при этих членах становится равным единице, как и в выражении (2.59). Число Nu_0 в уравнении играет такую же роль, что и число 2 в (2.59), т.е. это то число Нуссельта, которое достигается при обтекании пузырька постоянного диаметра с не изменяющейся

температурой потоком с постоянной скоростью. В качестве Nu_0 используем критериальное соотношение (2.53). Выписанное уравнение (2.60) является в такой же степени аппроксимационным, что и его первоначальное выражение, при этом сама форма аппроксимации принималась в наиболее простом виде. Проведенные расчеты конденсации паровых пузырьков с учетом уравнения (2.60) при постоянном m показали, что результаты расчетов несколько улучшаются, однако, на наш взгляд, все же остаются неудовлетворительными, поэтому необходимо считать, что и m является также функцией числа Якоба. Выбирая простую форму функциональной зависимости, представим эту величину как $m = \beta_1 / (1 + \beta_1 Ja)$, где β_1 и β_2 являются постоянными.

Принимая во внимание довольно значительный разброс экспериментальных точек, показанный на рис. 2.23, выберем β_1 и β_2 таким образом, чтобы новые расчетные кривые могли вписаться в коридор, представляемый этими точками. Этому требованию удовлетворяют, например, значения $\beta_1 = 200$ и $\beta_2 = 1$. Более точные значения можно получить при более тщательном анализе экспериментальных данных. Таким образом, уравнение для числа Нуссельта можно записать в виде

$$\begin{aligned} \frac{d(Nu - Nu_0)}{dt} = & -\frac{\pi a_{жс}}{8r_n^2} (Nu - Nu_0)^3 + \frac{Ja(1 + Ja)}{200 + Ja(1 + Ja)} \frac{3Nu}{r_n} \frac{dr_n}{dt} + \\ & + \frac{Ja(1 + Ja)}{200 + Ja(1 + Ja)} \frac{3}{Nu} \left[\frac{3r_n^2}{a_{жс}} \frac{1}{T_s - T_\infty} \frac{dT_s}{dt} - (Nu - Nu_0) \right] \left\| \frac{1}{T_s - T_\infty} \frac{dT_s}{dt} \right\| \quad (2.61) \end{aligned}$$

Расчеты конденсации всплывающих паровых пузырьков с учетом приведенного уравнения (2.61) для числа Нуссельта показаны на рис. 2.23. Цифрами 2, 3 обозначены кривые r_n / r_{n0} для $r_{n0} = 1$ мм (2 – $T_{жс} = 373$ К, 3 – 368 К), а цифрами 4, 5 – для $r_{n0} = 2,5$ мм (4 – 373 К, 5 – 368 К). Из рисунков следует, что подобранные параметры β_1 и β_2 и все уравнение в целом обеспечивают более близкие расчетные значения к обобщенной кривой.

Если теперь повторить расчеты с неподвижными паровыми пузырьками, используя выражение (2.61), то кривые изменения радиусов будут иметь вид, показанный на рис. 2.20 (кривая 6), 2.21 (кривая 6) и 2.22 (кривая 3). Для конденсирующихся пузырьков большое отличие от уже полученного результата наблюдается при $T_\infty = 368$ К, для $T_\infty = 373$ К (рис. 2.20) новый расчет слабо отличается от результата, полученного при использовании критериального соотношения (2.54). Для расширяющихся пузырьков, находящихся в перегретой жидкости, как видно из рис. 2.22, наблюдается небольшое отличие по сравнению с предыдущим результатом.

Используя теперь полученное уравнение (2.61), рассмотрим поведение движущегося парового пузырька в перегретой жидкости. На рис. 2.26 показаны кривые подъема всплывающих паровых пузырьков при температуре жидкости равной 375 К. Цифрой 1 показана кривая для пузырька с начальным радиусом в 1 мм, а цифрой 2 – с начальным радиусом 2,5 мм. Следующий рис. 2.27

иллюстрирует изменение радиусов пузырей. Из этого рисунка видно, что относительный рост маленького пузырька происходит быстрее, однако абсолютные величины поднявшихся пузырьков примерно одинаковы. Так

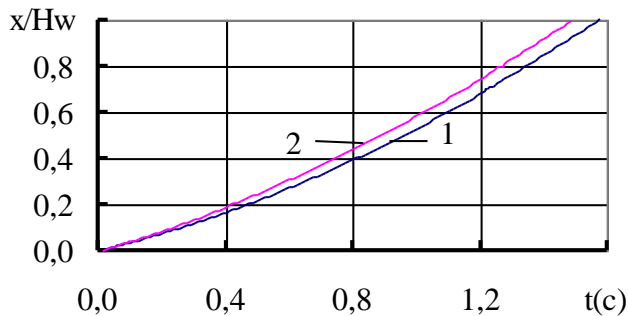


Рис. 2.26 Всплытие парового пузырька в перегретой жидкости ($T_{ж} = 373$ К) 1 – $r_0 = 0,001$ м; 2 – $r_0 = 0,0025$ м

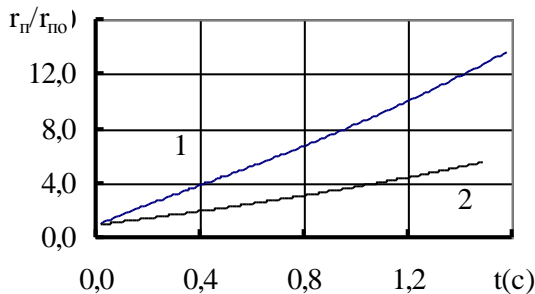


Рис. 2.27. Изменение радиуса всплывающего парового пузырька ($T_{ж} = 373$ К): 1 – $r_{п0} = 0,001$ м; 2 – $r_{п0} = 0,0025$ м

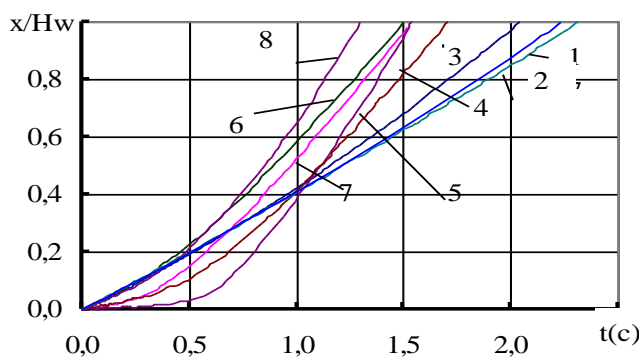


Рис. 2.28. Подъем парового пузырька в перегретой вибрирующей жидкости ($r_{п0} = 0,001$ м, $T_{ж} = 375$ К); 1- $\omega = 10$ Гц; 2-10 Гц, $T_{ж} = 0,2$; 3 -50 Гц; 4 -50 Гц, $n_0 = 0,2$; 5 - 100 Гц; 6 - 100 Гц, $n_0 = 0,2$; 7 - 125 Гц; 8 - 150 Гц, $n_0 = 0,2$

пузырек с начальным радиусом в 1 мм в конце пути стал иметь радиус 13,68 мм, а пузырек с $r_{п0} = 2,5$ мм достиг радиуса 13,92 мм.

Примерно одинаковый размер пузырей обеспечивает и примерно одинаковый закон подъема, что видно на рис. 2.26, т.е. несмотря на различие в начальных значениях радиусов скорости подъема довольно близки друг к другу. Близость значений скоростей движения пузырьков объясняется тем, что меньший пузырек за очень короткое время сравнивается по объему с большим, вследствие чего оставшаяся значительная часть времени его подъема примерно равна времени подъема большего пузырька.

В заключение раздела приведем кривые подъема паровых пузырей в перегретой жидкости ($T_{\infty} = 375$ К) при наложении синусоидальных колебаний.

Задача аналогична задаче с газовыми пузырями, рассмотренной выше. Возмущения задаются элементом в днище, колеблющимся с определенной частотой ω . Амплитуда колебания элемента принималась равной 0,0015 м. На рис. 2.28 показаны пути движения пузырьков в зависимости от времени и от частоты.

Кривые 1,2,4 относятся к пузырькам, поднимающимся из центра сосуда (1–0 Гц, 2–100 Гц, 4–125 Гц); 3,5 – к пузырькам, начало подъема которых лежит в точке $n = 0,2$ (3–100 Гц, 5 – 150 Гц). Из графиков видно, что характер движения паровых пузырьков в колеблющейся жидкости

более сложный, чем для газовых пузырей. Это связано с тем, что несмотря на

наличие тех же сил, что и в случае газовых пузырей, проявление их несколько иное. Здесь также возникает сила, препятствующая подъему пузырька, однако масса пузырька не остается постоянной, она со временем увеличивается, в результате чего увеличивается его объем и, соответственно, подъемная сила. В результате такого увеличения пузырек все-таки отрывается от дна и быстро всплывает вверх. Притягивающее гидродинамическое воздействие колеблюще-

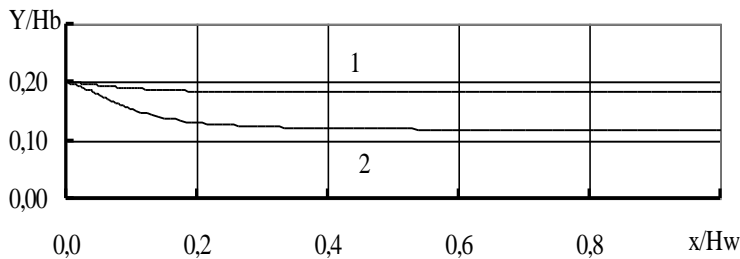
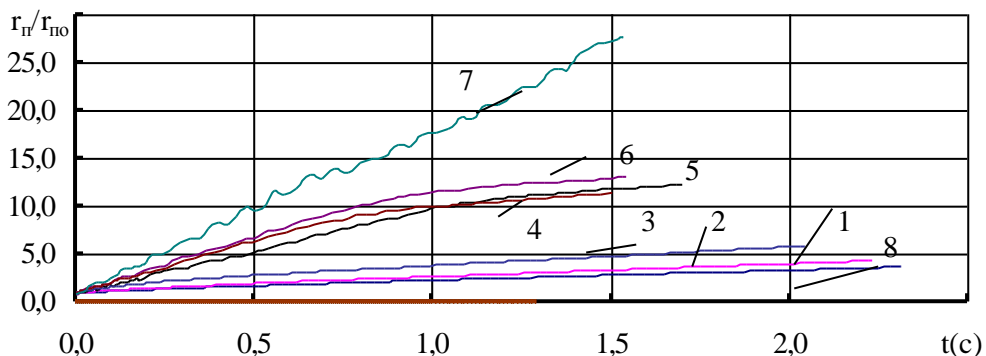


Рис. 2.29. Смещение парового пузыря в вибрирующей жидкости : $r_{п0} = 0,001$ м, $n_0 = 0,2$, $T_{ж} = 375$ К; 1 - $\omega = 100$ Гц, 2 - 150 Гц

гося элемента хорошо видно на рис. 2.29, на котором показаны траектории пузырьков для $\omega = 100$ и 150 Гц начинающих свое движение вне элемента из точки $n = 0,2$. На рисунке видно, что происходит смещение поперечной координаты пузырька в сторону оси

сосуда, при этом для $\omega = 100$ Гц оно довольно незначительное, но уже для $\omega = 150$ Гц, становится хорошо заметным. Пузырек в этом случае подходит ближе к краю элемента, но по мере смещения к центру сосуда он поднимается вверх. Величина притягивающей силы падает и траектория его движения становится, практически, вертикальной. Необходимо отметить, что последние расчеты, возможно, не имеют практического значения, т.к. радиусы пузырьков при подъеме сильно увеличиваются (рис. 2.30). В этом случае пузырьки становятся большими, в результате чего при движении они должны сильно деформироваться, что не учитывает рассматриваемая математическая модель.

В результате такой деформации изменяются гидродинамические силы, действующие на пузырь, и, соответственно, законы тепломассообмена, что должно повлиять на закономерности поведения пузырей при их подъеме.



РРис. 2.30. Изменение радиуса парового пузырька всплывающего в вибрирующей жидкости ($r_{п0} = 0,001$ м, $T_{ж} = 373$ К) 1- $\omega = 10$ Гц; 2 - 10 ; $n_0 = 0,2$; 3- 50 Гц; 4 - 50 Гц, $n_0 = 0,2$; 5 - 100 Гц; 6 - 100 , $n_0 = 0,2$; 7 - 125 Гц; 8 - 150 Гц, $n_0 = 0,2$

В заключение, еще раз вернемся к предложенной в [58 гл.1], на основе многочисленных экспериментальных исследований, классификации двухфазных режимов течения в жидкости над вибрирующим нагревателем, которая схематично показана на рис. 2.31.

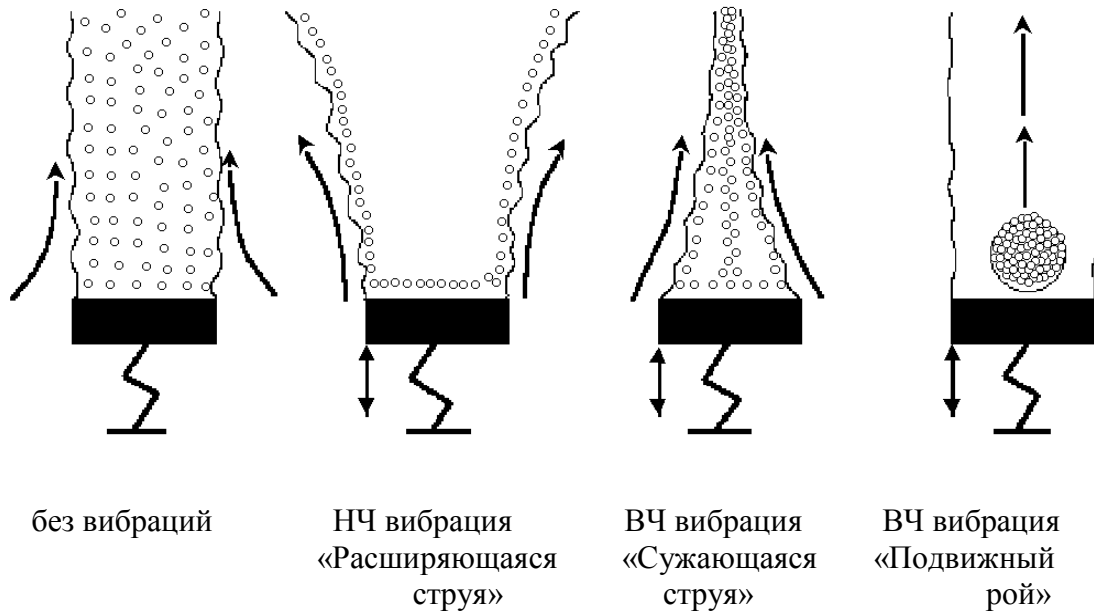


Рис. 2.31. Особенности термодинамики кипения на вибрирующей поверхности

То, что численное моделирование столь сложной многофакторной системы показывает качественно правильную картину поведения пузырьков, а также позволяет предсказать возникновение и смену различных режимов течения над нагревателем, свидетельствует о том, что в модели правильно учтены основные факторы, определяющие динамику всплывающих паровых и газовых пузырьков в вибрирующей жидкости.

Глава 3

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ МАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ ВИБРАЦИОННЫМИ ВОЗДЕЙСТВИЯМИ

3.1. Общие сведения

Экономическая целесообразность внедрения в промышленность, в том числе и в пищевую, агрегатов большой единичной мощности обуславливается получаемой при этом значительной экономией металла, производственных площадей, энергоресурсов, а также существенным повышением производительности труда машиностроителей и обслуживающего персонала. Оснащённость производств тепломассообменными аппаратами и реакторами интенсивного действия относится к числу основных факторов, определяющих их современный уровень.

Внедрение массообменных аппаратов даёт хороший экономический эффект, так как снижаются потери продуктов, улучшается качество товарной продукции, уменьшаются вредные выбросы и стоки, создаётся возможность использования побочных продуктов и др.

При создании высокоэффективных тепло- и массообменных аппаратов часто используется принцип подведения энергии извне к взаимодействующим в аппарате средам, для чего аппараты оснащают различными перемешивающими устройствами.

Одним из наиболее эффективных способов подведения дополнительной внешней энергии является наложение низкочастотных колебаний на взаимодействующие фазы. Аппараты, в которых используются низкочастотные колебания, характеризуются высокой эффективностью при большой удельной производительности. Это объясняется тем, что вводимая внешняя энергия может равномерно или по заранее заданному закону распределяться по поперечному сечению и высоте аппарата и нужным образом влиять на поле скоростей взаимодействующих фаз. Таким образом, создаются предпосылки к оптимальному дроблению дисперсной фазы, к уменьшению её полидисперсности, а также к выравниванию поперечной неравномерности и уменьшению продольного перемешивания.

Существуют два способа введения низкочастотных колебаний в массообменные аппараты, предназначенные для систем газ–жидкость (Г-Ж), жидкость – жидкость (Ж-Ж) и, в отдельных случаях, твёрдое тело – жидкость (Т-Ж). Это – создание возвратно-поступательного движения

взаимодействующих фаз и создание колебательного движения насадки аппаратов. Аппараты, в которых используется первый способ, получили название пульсационных, аппараты, в которых используется второй способ, получили название вибрационных [53].

Пульсационные массообменные аппараты не имеют подвижных частей, что упрощает их обслуживание, однако для создания импульсов рабочего тела необходимы специальные пульсаторы, которые передают их в камеру аппарата. Пульсационная камера сообщает колебательное движение всей массе столба жидкости, находящейся в аппарате, вследствие чего энергетические затраты в этих аппаратах больше, чем в вибрационных [53].

Исследованию основных гидродинамических и массообменных характеристик пульсационного оборудования, а также разработке его конструкций и внедрению в промышленность посвящено большое число работ, среди которых в первую очередь следует выделить исследования С.М.Корпачевой с сотр. [3].

Аппараты с вибрирующей насадкой, как показывает само название, характеризуются наличием в них перемешивающих устройств, совершающих колебательные движения и получающих колебательные импульсы от вибраторов (электрохимических, электромагнитных и др.). К основным достоинствам вибрационных аппаратов следует отнести низкие удельные капитальные вложения и низкие эксплуатационные затраты, поскольку эти аппараты обладают большой производительностью при высокой эффективности массообмена. Они просты по конструкции, обладают малой металлоёмкостью, имеют простейший привод, характеризующийся высоким к.п.д. В отстойных зонах вибрационных аппаратов созданы благоприятные условия для коалесценции и сепарации фаз, поскольку рабочие среды в этих зонах не совершают колебательных движений. В вибрационных аппаратах отсутствует затухание колебаний при работе с системами, содержащими газовую фазу. Следует особо отметить малые энергозатраты на создание вибрационных колебаний насадки, поскольку масса её в 5-10 раз меньше столба колеблющейся жидкости в пульсационных аппаратах [53].

Аппараты с вибрирующей насадкой, оснащенные соответствующими уплотнениями, могут с успехом применяться для работы с огне- и взрывоопасными продуктами, а также для процессов, протекающих под повышенным или пониженным давлением.

Весомый вклад в разработку моделей аппаратов с вибрирующей насадкой и исследования их гидродинамических и массообменных характеристик внесли С. М. Григорьев, Н. И. Гельперин, В. Л. Пибалк и их сотрудники [2, 5, 52, 54, 60, 61, 62]. Заслуживают внимания работы Г.К. Талалаева и В.А. Иващенко, которые первыми внедрились экстракторы с вибрирующей насадкой [80,81].

При участии И.Я. Городецкого, А.А. Васина, В.М. Олевского, П.А. Лупанова в Государственном научно-исследовательском и проектном институте

азотной промышленности и продуктов органического синтеза (ГИАП) выполнены работы, послужившие основой для широкого внедрения аппаратов с вибрирующей насадкой на различных стадиях промышленных производств капролактама. Результаты выполненных исследований и опыт промышленной эксплуатации аппаратов с вибрационным перемешиванием контактирующих фаз собраны и обобщены в [53].

Работы, связанные с изучением гидродинамики и массообмена в вибрационных экстракторах, проводились также в МИТХТ им. Ломоносова, НИИХИММАШе, МХТИ им. Менделеева, Уфимском нефтяном институте и др.

Важнейшие закономерности технологических процессов химических производств при положении вибрационного поля рассмотрены в [4]. В этой монографии описаны схемы, принцип действия и конструктивные особенности оборудования для массообменных процессов. Изложены методы выбора оптимальных параметров оборудования и элементы его расчета.

В настоящее время вибрационные методы интенсификации технологических процессов получают широкое распространение. Интенсификация технологических процессов с помощью вибрационного воздействия выражается в ускорении их протекания, более полном использовании взаимодействующих веществ, в повышении качества продукции.

Применение механических колебаний с относительно малой амплитудой и частотой в интервале $10\text{--}10^3$ Гц позволяет в массообменных процессах резко увеличить поверхность контакта фаз, в процессах перемешивания изменять реологические свойства.

А. А. Винтер, И. Я. Городецкий, В. М. Олевский, Э. С. Богачева и Л. Н. Дорожкина предложили с целью интенсификации массопередачи и повышения эффективности процесса обрабатывать рабочую среду вибрационными колебаниями с амплитудой 5-10 мм и частотой 400-1500 1/мин посредством вибрационных элементов (тарелок), помещенных непосредственно в рабочую среду [3].

Вибрационное воздействие на обрабатываемые среды легко поддается регулированию путём изменения амплитуды и частоты вибрации, что даёт возможность оптимизировать режимы технологических процессов.

Институтом технической теплофизики АН УССР предложен способ варки утфеля [4], предусматривающий сгущение исходного сиропа, заводку кристаллов, их наращивание с введением предварительно нагретого сиропа или оттока, многократный нагрев и охлаждение утфеля с одновременным воздействием на него ультразвуковых колебаний. С целью ускорения процесса и улучшения фракционного состава воздействие ультразвуковых колебаний на утфель в период его нагрева предлагалось осуществлять с частотой 5-10 МГц, резонансной для мелких кристаллов, а в период их охлаждения - с частотой 50-100 МГц, резонансной для крупных кристаллов. При этом температуру сиропа

или оттека, вводимого в процессе наращивания кристаллов, определяют по формуле:

$$T_n = T_y + (19,6 - 0,213C_{св})/(1 - 0,0043C_{св}),$$

где T_y - температура кипения утфеля в зоне поступления сиропа или оттека; $C_{св}$ - содержание сухих веществ во вводимом сиропе или оттеке, %.

В настоящей работе обращено внимание, в основном, на особенности использования вибрационного воздействия на перемешивание жидких и пастообразных (ньютоновских жидкостей) материалов, а также кристаллизацию, которые имеют место в технологическом процессе производства сахара.

3.2. Вибрационное перемешивание

Хорошо известно, что интенсивность перемешивания зависит от степени заполнения рабочей камеры смесителя, ее величина обычно равная 0,75-0,85 влияет на величину рабочей поверхности смеси, где происходят процессы макроперемешивания. Характер перемешивания зависит от конструкции камеры. В смесителях с гладкими стенками и свободным объёмом перемешивания наблюдается, в основном, послойное перемещение материала, т.е. эффект циркуляции преобладает над эффектом диффузии. В смесителях с дополнительными элементами в рабочей камере возникают местные вихревые потоки, способствующие более быстрому протеканию диффузионных процессов и лучшему перемешиванию.

Оптимальный режим виброперемешивания соответствует работе на резонансной частоте смеси, которая определяется по формуле [52]:

$$\omega_{рез.} = \sqrt{E_{ср} S_n / I_c m_c},$$

здесь S_n - площадь поперечного сечения объёма смеси, ортогональная к направлению действия силы; I_c - размер смеси в том же направлении; m_c - масса смеси, $E_{ср}$ - среднее значение модуля упругости смеси

$$E_{ср} = 100 / \sum_{i=1}^n \delta_i / E_i,$$

где δ - процент содержания каждого компонента; n - число компонент; E_i - модуль упругости составляющей смеси.

При объёмном способе перемешивания в тороидальных камерах, которые помимо колебаний в горизонтальной плоскости совершают угловые колебания в вертикальной плоскости, смесь движется по спиралеобразным траекториям вдоль внутренних стенок. При этом перемещение в горизонтальном сечении

потока смеси пропорционально расстоянию частицы от центра аппарата, а перемещения в вертикальном сечении постоянны для всего объёма. В отличие от плоскопараллельного движения смеси в вертикальной плоскости такое пространственное винтообразное перемещение материала обеспечивает лучшее взаимопроникновение частиц между слоями смеси.

Перемешивающий эффект можно увеличить, если в цилиндрическую камеру поместить вращающийся шнек или лопастной вал. При таком способе и интенсивном режиме вибрации камеры вращение лопастей играет второстепенную роль. Изменяя направление вращения лопастей, можно усилить движение смеси или препятствовать ему и существенно влиять на процесс перемешивания. Для неинтенсивного режима вибрации общее движение смеси в камере и частичное между компонентами создаётся в результате вращения лопастного вала. Вибрация используется лишь как второстепенное дополнительное средство, приводящее к разрушению внутренних связей между частицами, уменьшению трения между ними, снижению структурной вязкости, в результате чего каждая частица смеси получает возможность диффундировать в другие компоненты. Виброперемешивание в таких аппаратах, также как и в устройствах со свободным объёмом камеры, сопровождается дополнительной активизацией смеси [4].

Наиболее перспективным методом перемешивания жидких сред с относительно низкой вязкостью (не выше 70 сСт) является вибрационный с помощью турбулентных струй, охватывающий весь рабочий объём смесителя. Источником турбулентных струй служат перфорированные пластины, расположенные в жидкости в определённом порядке, зависящем от размеров и конфигурации рабочей камеры и приводимые в колебательные движения от вибровозбудителя. При вибрации пластины в жидкости возникают отдельные турбулентные струи, которые на некотором расстоянии от пластины сливаются в единый поток, охватывающий всю рабочую камеру и осуществляющий процесс перемешивания. Перемешивание является следствием двух факторов - направленной циркуляции жидкости, вызванной разностью гидравлических сопротивлений суживающегося и расширяющегося каналов, и колебаний с частотой вибрации диска. По сравнению с лопастными вибрационные смесители конструктивно более просты и надёжны, имеют более высокую производительность, меньшие эксплуатационные расходы и дают лучшее качество смешения. Особенно эффективно их применение в аппаратах, работающих под давлением, т.к. колеблющийся шток гораздо легче уплотнить, чем вращающийся вал. Направление колебаний перфорированных дисков вертикальное. При частоте 50-100Гц амплитуда колебаний равна 2-4мм, для частот 25-30Гц - 3-4 мм.

Интенсивность процесса перемешивания при прочих равных условиях существенным образом зависит от ускорения пластины. При относительно небольшом ускорении перемешивание носит спокойный характер. При

оптимальном ускорении возникают интенсивные потоки, носящие ярко выраженный характер турбулентного перемешивания. При этом частицы пульпы быстро поднимаются со дна камеры и равномерно заполняют весь рабочий объём. При дальнейшем увеличении ускорения пластины характер перемешивания практически не изменяется, а потребляемая мощность увеличивается, поэтому работа в таких условиях нецелесообразна. Величину и направление турбулентных струй (средняя их длина около 1 м) можно изменять в зависимости от параметров вибрации, конфигурации пластин и их перфорации. Вибрационные смесители можно эффективно применять при перемешивании взаиморастворимых маловязких жидкостей, получения взвесей твёрдых, волокнистых веществ, взмучивания лёгкого осадка, растворения кристаллических или твёрдых тел, выравнивания температуры, предотвращения выпадения осадков, перемешивания в процессах растворения газа в жидкости и в процессах экстракции и т.д. [52].

Для обработки систем $T-G$, иногда $T-J$, используется виброожижение (аппараты с виброкипящим или виброаэрокипящим слоем).

Одно из перспективных направлений интенсификации теплообмена связано с разрушением пограничного слоя и его турбулизацией, в частности, под воздействием механической вибрации поверхности нагрева. Наложение низкочастотных вибраций может дать прирост коэффициента теплоотдачи до 700 % [52]. Существенна роль вязкости жидкости: при низкой вязкости перемешивание тонкого слоя около вибрирующей поверхности происходит более интенсивно, что способствует лучшему отводу тепла. Меньшая вязкость способствует также развитию свободной конвекции и, в свою очередь, увеличивает теплоотдачу. Следовательно, для увеличения коэффициента теплоотдачи более вязких жидкостей необходимы вибрации с более высокими параметрами. К достоинствам вибрационных теплообменников относятся низкое гидравлическое сопротивление в наружном контуре теплоносителя, широкое и практически безинерционное по времени регулирование.

В [52] приводится описание вибросмесителя с перфорированным диском, закреплённым на штоке. Конус перфорации направлен большим основанием вниз, оптимальный конус перфорации - 97° , диаметр диска обычно - 700-800 мм, при большем диаметре требуется повышение жёсткости диска. Живое сечение диска - 7-11 %, длина штока - 4,5 м. Герметизация крышки, через которую проходит шток, обеспечивается диафрагмой из листовой резины. Диаметры таких аппаратов лежат в интервале 600-1200 мм, объём - 0,2-3,0 м³.

Расчётные параметры (геометрические размеры и формы, число дисков, диаметр отверстий, время перемешивания и т.д.) определяются экспериментально. Для ориентировочных расчётов можно пользоваться рекомендациями, приведенными в [2]. Площадь перфорированных дисков S_0 [м²] определяется в зависимости от перемешиваемого объёма V_n [м³]

$$S_d = V_n / (7,0 - 7,5)$$

Мощность электромагнитного вибровозбудителя в кВт равна $N_z = 0,7V_n$, дебалансного $N_d = (0,7 - 1,0)V_n$

Экспериментальными исследованиями установлено, что мощность, необходимая для колебаний перфорированного диска при использовании электромагнитного вибровозбудителя (диаметр отверстий 6 мм, угол конусности 90°) равняется [61]

$$N_z = 0,17(7 + 65,7D_m/D_a)\rho D_m^2 \omega^3 A^2,$$

где D_a - диаметр аппарата, D_m - диаметр диска, ρ - плотность жидкости.

Для определения вынуждающей силы вибровозбудителя при заданных частоте и амплитуде колебаний, можно воспользоваться данными, приведенными в [60].

$$F_e = 2,1 \xi S_d \rho A^2 \omega^2,$$

где ξ - коэффициент сопротивления движению диска.

3.3. Конструктивные особенности вибросмесителей с насадками

Совершенствование конструкций таких вибросмесителей идёт по пути создания новых конструкций со сложным характером перемешивающих струй, динамически уравновешенных систем, с эффективной перфорацией дисков (коноидной, резбовой и т.д.), использования новых конструкционных материалов для корпуса и перемешивающего органа (стекло, титан, пластмассы и др.), совершенствования электропривода и контрольно-измерительных средств.

В результате неравенства коэффициентов гидравлического сопротивления диффузора и конфузора возникает циркуляция жидкости в сторону сужения конического канала. Поэтому перемешивающее устройство, имеющее насадку в виде тарелок с коническими отверстиями, создаёт при движении в объёме жидкости насосный эффект.

Средняя скорость направленного движения жидкости в аппарате зависит от расходной характеристики виброперемешивающего устройства, которая должна быть оценена при проектировании аппарата. При определении расхода жидкости через конические отверстия в тарелке принимают, что вязкая жидкость гомогенна, режим её движения турбулентный, накладываемые гармонические колебания имеют малую амплитуду. Расход жидкости Q через коническое отверстие в тарелке, совершающей гармонические колебания, можно выразить через напор, площадь наименьшего сечения F_1 конусного

отверстия и коэффициент расхода μ [4]. Напор в смесителе зависит от скорости движения тарелки относительно жидкости, причем можно принимать, что средняя скорость движения жидкости в аппарате мала по сравнению с максимальным, т.е. амплитудным значением скорости тарелки, равным $A\omega$

Для насадок рассматриваемого типа считается оптимальным отношение суммарной площади живого сечения отверстий к площади тарелки 0,08-0,12. В этом случае влиянием отверстий в тарелке на коэффициент её гидравлического сопротивления можно пренебречь и принять последний равным 2 [54].

Полный период движения тарелки складывается из подъёма и опускания. В период подъёма тарелки происходит конфузорное истечение жидкости из конического отверстия, а при опускании - диффузорное. Такое движение тарелки сопровождается попеременным изменением напора по обеим её сторонам.

Принимая во внимание различные величины коэффициентов расхода диффузора μ_{∂} и конфузора μ_k , секундный расход жидкости через i отверстий в тарелке получим как разность расходов жидкости при её движениях в одном и другом направлениях [4]

$$Q = 0,45iF_1A\omega(\mu_{\partial} - \mu_k)$$

Максимальный расход при фиксированных параметрах вибрации будет получен при наибольшей разности значений $\mu_{\partial} - \mu_k$. Коэффициенты расхода зависят от геометрических размеров канала и режима течения жидкости по нему, который определяется числом Рейнольдса.

Экспериментально установлено [62], что турбулентный характер течения при колебательном движении тарелки с коническими отверстиями наступает при числе Рейнольдса $Re \geq 150$, причем коэффициенты μ_{∂} и μ_k при соблюдении этого условия практически определяются только геометрическими размерами канала. Обычно принимают $h/D_1 = 1$. Для турбулентного режима течения коэффициенты расхода диффузора и конфузора соответственно выражаются [63]

$$\mu_{\partial} = f_o/8\sin(\theta/2)(n^2-1)/n^2 + [(n-1)/n]^2\sin\theta,$$

$$\mu_k = f_o/8\sin(\theta/2)(n^2-1)/n^2,$$

где $n = F_2/F_1$ - степень расширения диффузора или степень сужения конфузора, θ - угол при вершине конуса, f_o - коэффициент сопротивления трения.

Разность коэффициентов расходов диффузора и конфузора

$$\mu = [(n-1)/n]^2 \sin\theta$$

может быть представлена как функция угла θ

$$\mu = \frac{\{[1 + 2 \operatorname{tg}(\theta / 2)] - 1\}^2}{[1 + 2 \operatorname{tg} \theta / 2]^2} \sin \theta$$

и исследована на максимум - минимум.

Максимальному значению $\mu=0,899$ соответствует угол $\theta = 97^\circ$. Исследование ёмкостных аппаратов с насадками подобного типа позволило установить следующие рекомендации для выбора основных параметров:

- отношение высоты аппарата к диаметру $H_a/D_a = 1,4-1,5$;
 - отношение диаметра тарелки к диаметру аппарата $D_m/D_a = 0,35-0,45$ (при амплитуде колебаний $A=3-4$ мм и частоте вибрации $f = 25$ Гц);
- отношение расстояния между тарелками к их диаметру $S/D_m = 0,4-0,5$.

Вибрационные массообменные аппараты по конструктивному признаку делятся на колонные и ёмкостные, в которых гидродинамические режимы близки, соответственно, к идеальному вытеснению и идеальному смещению. Поэтому ёмкостные аппараты перспективны для проведения процессов перемешивания, растворения, эмульгирования и др., причём ёмкость сосуда может достигать 50 м^3 , температура рабочей среды – 800°C , давление – 50 МПа [4].

В зависимости от вида вибраций, которые сообщаются рабочим органам - элементам насадки - различают аппараты с продольными и вращательными крутильными колебаниями насадки. В аппаратах первого типа насадка представляет собой систему из нескольких тарелок (дисков) с отверстием, ей придаётся колебательное движение вдоль вертикальной оси аппарата. Тарелки крепятся на штанге, получающей вертикально направленные колебания от вибровозбудителя (обычно механического типа). Имеются аппараты, где тарелки приводятся в движение со сдвигом по фазе на половину периода. Достоинство таких конструкций в повышении интенсификации массообмена, так как противоположное движение смежно-расположенных дисков способствует усилению процессов диспергирования и перемешивания взаимодействующих фаз. Помимо этого при равной массе групп тарелок, совершающих встречное движение, уравниваются силы инерции, вследствие чего уменьшаются нагрузки на элементы конструкции аппарата и его фундамент, т.к. действие массовых сил компенсируется.

Реже применяются аппараты второго типа. Насадка в них - вертикальные перфорированные пластины, закреплённые на валу, - совершает угловую вибрацию - вращательное колебательное движение относительно оси вала. Имеются разработки, в которых использовано более сложное колебательное движение насадки.

В [53] детально рассмотрены конструкции колонных и ёмкостных аппаратов различного типа, перемешивающие устройства (насадки), секционированные устройства колонных аппаратов, которые позволяют повысить массообмен путём снижения продольного перемешивания рабочих сред, но при

некотором падении пропускной способности аппарата и усложнении его конструкции.

3.4. Колонные аппараты

3.4.1. Первый колонный аппарат Ван-Дийка

Конструкция аппаратов, в которых насадка совершает продольные синхронные колебания, наиболее проста. В корпус аппарата входит шток приводного механизма, к которому прикреплены диски насадки. Вертикальные перемещения штока влекут за собой синхронные перемещения всего пакета насадки.

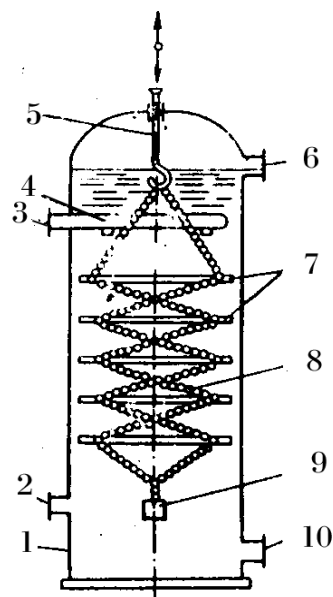


Рис. 3.1. Аппарат В.Ван-Дийка

К аппаратам этой группы относится первый аппарат с вибрирующей насадкой, предложенный в 1935 г. В.Ван-Дийком (рис. 3.1).

Перфорированные диски насадки в этом аппарате имеют между собой и штоком шатунно-кривошипного механизма гибкую связь, выполненную в виде цепной подвески. Гибкая связь оказалась слабым звеном конструкции и аппарат Ван-Дийка не нашел промышленного применения.

Ван-Дийк в то же время считается родоначальником пульсационной техники, поскольку в своем патенте им был предложен также

способ наложения пульсационных колебаний на жидкие фазы с помощью механизма, расположенного вне аппарата. В этом случае насадка закреплена в аппарате неподвижно.

В последующих конструкциях вибрационных аппаратов перфорированные диски насадки стали жестко крепить к штанге, являющейся продолжением штока привода, совершающего возвратно-поступательное движение. Внимания заслуживают предложенная А. Олиером [63] конструкция колонного аппарата с вибрирующей сетчатой насадкой и коническими перегородками, и особенно предельно простая конструкция, разработанная С. М. Григорьевым [5]. Аппарат Григорьева стал классическим, поскольку многие более поздние конструкции вибрационных аппаратов в той или иной степени явились развитием конструкции Григорьева.

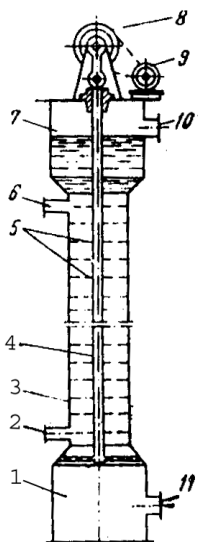


Рис. 3.2. Аппарат Григорьева. 1,7 – нижняя и верхняя отстойные зоны; 2,6,10,11 – штуцера; 3 – корпус; 4 – подвижная штанга; 5 – диски насадки; 8 – приводной механизм; 9 – электродвигатель

3.4.2. Колонный аппарат Григорьева

Аппарат Григорьева (рис. 3.2) представляет собой колонну, в корпусе которой установлена штанга, имеющая возможность перемещения вдоль вертикальной оси аппарата. На штанге жестко закреплены перфорированные диски насадки. Корпус имеет верхнюю и нижнюю застойные зоны. На верхней крышке аппарата установлен механизм и электродвигатель. При работе аппарата взаимодействующие фазы движутся противотоком, а возвратно-поступательные колебания насадки способствуют активному дроблению дисперсной фазы и перемешиванию обеих фаз. Аппараты конструкции Григорьева нашли промышленное применение. Так, Г. К. Талалаев и В. А. Иващенко [80, 81] описали применение подобных аппаратов диаметром 0,9 и 1,3 м в химическом производстве.

3.4.3. Колонный аппарат Буханько-Микуленко

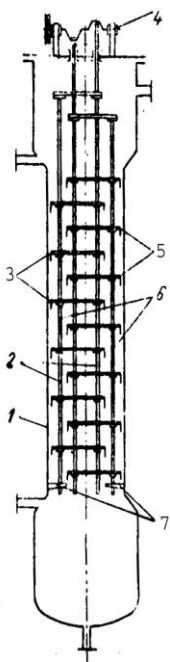


Рис. 3.3. Аппарат Прохазки. 1 – корпус; 2,6 – две группы штанг; 3,5 – пакеты дисков насадки; 4 – приводной механизм; 7 – нижние опоры штанг

А.И. Буханько, А.В. Микуленко и др. предложили вибрационное перемешивающее устройство [6], в котором шток снабжен насадком, выполненным в виде диффузора, и дополнительно установленным на нём перемешивающим органом. Насадок выполнен с отверстиями, размещенными между перемешивающими органами. Это позволило повысить интенсивность перемешивания путём увеличения степени диспергирования. Перемешивающие органы выполнены в виде дисков, снабженных расположенными по периферии зубцами. Отверстия дисков выполнены коническими, направлены навстречу друг другу, а также снабжены клапанами из эластичного материала. В целом это вибрационное перемешивающее устройство по сравнению с [64] обеспечило не только интенсификацию процесса перемешивания, но и позволило исключить образование застойных зон в нижних слоях рабочей среды за счет создания всасывающего и

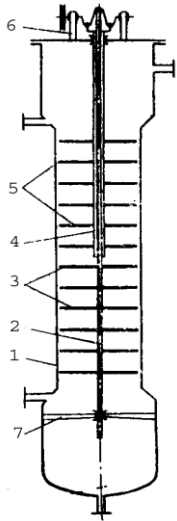


Рис.3. 4. Аппарат Григорьева. 1- корпус; 2 – длинная штанга; 3;5 – диски насадок; 4 – короткая штанга; 6 – привод; 7 – нижняя опора штанги

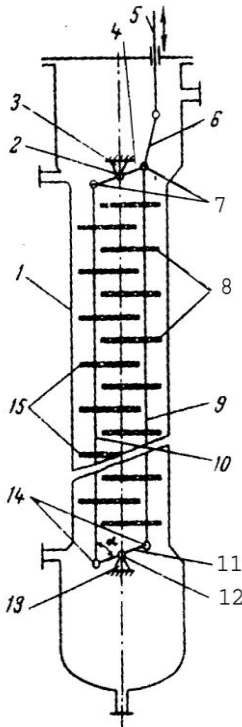


Рис.3.5. Колонный аппарат. 1 – корпус; 2,12 – опоры; 4,11 – коромысла; 5- шток; 6 – поводок; 7,14 – шарнир-коромысла; 8,15 – диски насадки; 9,10 – штанги

нагнетательного эффектов и измельчать кристаллизующиеся вещества. С целью интенсификации массообмена и уменьшения энергозатрат на создание колебаний насадка предложено несколько конструкций вибрационных аппаратов, у которых насадка разбита на два пакета, и каждый пакет относительно другого совершает колебательные движения, смещенные на половину периода. Так, в конструкции И.Я. Пономаренко и И.Т. Поколенко [7], и Я. Прохазки [65] (рис. 3.3), в цилиндрическом корпусе аппарата помещены две вертикальные штанги, на которых в чередующейся последовательности закреплены горизонтальные перфорированные диски.

3.4.4. Усовершенствованные колонные аппараты Григорьева и Гальперина

При работе аппарата штанги с дисками движутся в противоположные стороны вдоль продольной оси аппарата. В конструкции аппарата С.М. Григорьева [8] одна штанга выполнена в виде короткой трубы, другая - в виде длинного штока, пропущенного сквозь трубчатую штангу. Пакет дисков на трубчатой штанге расположен над пакетом дисков, закреплённых на штоке. Оба пакета совершают возвратно-поступательные движения, также сдвинутые относительно друг друга по фазе на 180° (рис. 3.4). Известен также аппарат со встречным движением дисков насадки, в котором диски на штангах крепятся группами [66]. Н.И. Гальпериным и др. [9] предложен аппарат (рис. 3.5), конструкция которого позволяет создавать асинхронные колебания дисков насадки в направлении, наклонном к продольной оси корпуса. Испытания лабораторной модели аппарата такого типа,

имевшей диаметр 160 мм, высоту рабочей части 1295 мм и оснащенного насадкой типа ГИАП-2 [10], показали перспективность данной конструкции.

3.4.5. Колонный аппарат Прокопова с вертикальными пластинами

К аппаратам этой группы относится аппарат [67], в котором насадка выполнена в виде пакетов вертикальных пластин, установленных в корпусе на подвесках с шарнирами. Вертикальный вал в местах прохода через подвижные пакеты насадки имеет эксцентрики, которые при вращении вала перемещают пакеты.

Если в корпусе установить несколько вертикальных перфорированных пластин и заставить их совершать колебания в горизонтальной плоскости, то такой аппарат будет обладать большой производительностью и высокой эффективностью. Повышенная производительность объясняется большим свободным сечением такого аппарата, которая может достигать 90 % и более. Высокая эффективность достигается за счёт того, что струи рабочих сред, возникающие при колебаниях перфорированных пластин, направлены в горизонтальной плоскости. Это позволяет активизировать поперечное и снизить продольное перемешивание.

О.И. Прокоповым и др. [11] предложен экстрактор с насадкой, выполненной из вертикальных перфорированных пластин, совершающих прямолинейные колебательные перемещения в горизонтальной плоскости. К недостаткам предложенного аппарата следует отнести сложность внутреннего устройства и практическую невозможность изменений амплитуды колебаний.

Конструктивно наиболее просто решается вопрос создания колебания вертикальных перфорированных пластин в горизонтальной плоскости при их закреплении на вертикальном валу, совершающем колебательно - вращательные движения с определённой угловой амплитудой и частотой.

3.4.6. Простейший колонный аппарат с вертикальными перфорированными пластинами

Простейший колонный аппарат подобной конструкции [68] имеет пластины с равномерным распределением отверстий одинакового диаметра. Для создания активного перемешивания фаз по всему поперечному сечению аппарата пластины перемещались с большой угловой амплитудой. Поскольку при колебательно-вращательном движении пластин окружные скорости в точках поперечного сечения, находящихся на разном удалении от центра вала, различны, то в таких аппаратах наблюдается неравномерность распределения подводимой энергии по сечению. Это ведёт к увеличению полидисперсности эмульсии и снижает эффективность массообмена.

3.4.7. Колонный аппарат с асинхронным колебательно-вращательным движением насадки

С целью создания интенсивного контакта фаз при значительно меньших амплитудах вращательных колебаний А. Е. Костаняном и И. Я. Городецким [12] предложена конструкция аппарата, в котором имеются две самостоятельные группы вертикальных перфорированных пластин, совершающих асинхронные колебательно-вращательные движения. Аппарат (рис. 3.6) заключен в вертикальный цилиндрический корпус 1, в котором смонтирован полый ротор 2. Внутри ротора 2 проходит вал 3, на котором посредством поводков 6, проходящих через горизонтальные прорези ротора 2, закреплены вертикальные перфорированные пластины 5, составляющие первую группу пластин. Вторая группа аналогичных пластин 4 неподвижно закреплена на самом роторе 2. При работе аппарата ротор 2 и вал 3 вместе с закреплёнными на них группами перфорированных пластин совершают колебательно-вращательные движения с одинаковой частотой и угловой амплитудой, сдвинутой на 180° по фазе. Таким образом, по сечению аппарата как бы создаются зоны повышенного и пониженного давления, что способствует более активному истечению взаимодействующих фаз через перфорации пластин.

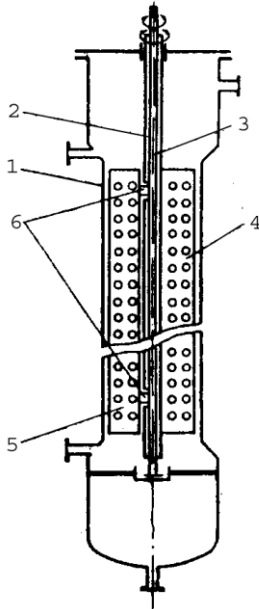


Рис.3. 6. Аппарат с асинхронным движением насадки. 1- корпус; 2 – ротор; 3 –вал; 4, 5 – пластины; 6 - поводок

При работе аппарата ротор 2 и вал 3 вместе с закреплёнными на них группами перфорированных пластин совершают колебательно-вращательные движения с одинаковой частотой и угловой амплитудой, сдвинутой на 180° по фазе. Таким образом, по сечению аппарата как бы создаются зоны повышенного и пониженного давления, что способствует более активному истечению взаимодействующих фаз через перфорации пластин.

3.4.8. Колонный аппарат Костаняна, Городецкого и Винтера

В конструкции аппарата, предложенной А.Е. Костаняном, И. Я. Городецким и А.А. Винтером [13], имеется одна группа перфорированных пластин, жестко прикрепленных к валу, однако перфорации пластин выполнены неравномерно, так, что свободное сечение пластин в каждой точке радиуса пропорционально расстоянию от центра аппарата.

3.4.9. Подвеска штока и насадки

И.Я. Городецкий, А.А. Васин и др. разработали оригинальную подвеску штока [14]. На рис. 3.7 изображен в разрезе вибрационный массообменный аппарат. Шток 5 с жестко закреплёнными на нём перфорированными дисками насадки 8 опирается на пружины 9 посредством натяжных резьбовых устройств 10, установленных на концах коромысла 11,

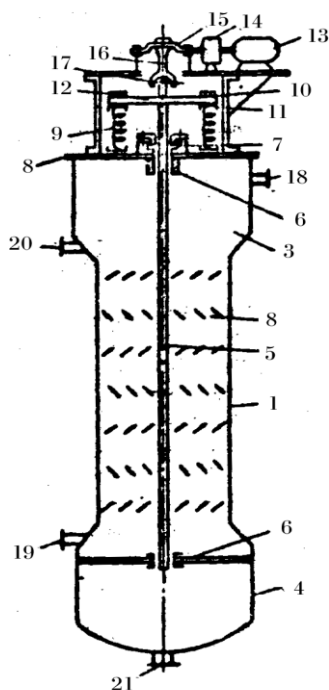


Рис.3.7. Вибрационный массообменный аппарат

которое соединено со штоком посредством натяжного устройства 12. Перед пуском аппарата в работу проводят предварительное "вывешивание" штока 5 с закреплённой на нём насадкой 8. После этого сила веса штока с насадкой полностью воспринимается частично сжатыми пружинами 9 и подвижная система (шток с насадкой) находится в положении безразличного равновесия. При движении предварительно вывешенного штока с насадкой вниз основная часть энергии электродвигателя расходуется на сжатие пружин 9, а при движении вверх пружины, разжимаясь, отдают системе энергию, затраченную на их сжатие, и тем самым существенно облегчают подъем штока с насадкой. Введение такой подвески позволило снизить металлоёмкость аппарата и сократить энергозатраты в 3-4 раза.

3.4.10 Вибрационный массообменный аппарат Карпенко

В.К. Карпенко предложил вибрационный массообменный аппарат [15], включающий корпус, центральный шток, сплошные диски и расположенные между ними попарно тарелки, установленные с возможностью возвратно-поступательного движения. С целью увеличения производительности аппарата и интенсификации процесса массообмена за счет создания зон разрежения и сжатия аппарат снабжен боковыми штоками, а тарелки выполнены кольцевыми, при этом диски и тарелки поочерёдно жестко связаны центральными или боковыми штоками. Создание зон разрежения и сжатия как по высоте между центральными и кольцевыми частями тарелок, так и в поперечном направлении, что обеспечивает сообщение зон разрежения и сжатия друг с другом, способствует энергичному перетоку фаз в поперечном и осевом направлении (рис. 3.8).

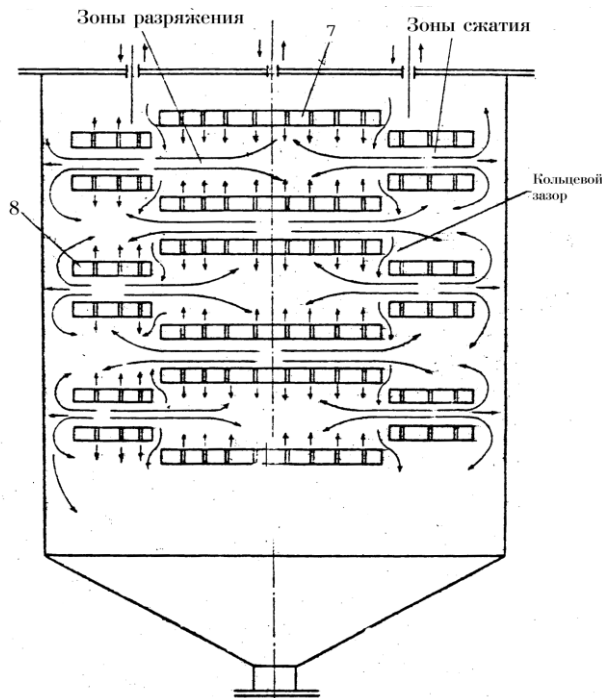


Рис. 3.8. Схема циркуляции фаз в объеме аппарата

Стремление исследователей еще больше повысить производительность и повысить эффективность аппаратов привело к созданию ряда конструкций, в которых диспергирующие устройства движутся по весьма сложным траекториям [69-71]. Однако, получая выигрыш в производительности, эти аппараты зачастую теряют в эффективности, а весьма сложная конструкция привода затрудняет их использование в крупнотоннажных производствах.

3.4.11. Экстрактор со звездочками

Экстракторы являются характерными представителями аппаратов колонного типа. Стандартные экстракторы изготавливаются по ОСТ 26-01-

114-79. Л. Цилям был предложен экстрактор [71], в котором в качестве диспергирующих и перемешивающих элементов использованы звёздочки, совершающие одновременно вращательное движение вокруг центральной оси вала и возвратно-поступательное движение вдоль этой оси. Свободное сечение таких аппаратов достигает 67-75 %, что обеспечивает высокую производительность, но в то же время эффективность аппаратов примерно в 1,6 раза ниже, чем у обычных роторно-дисковых экстракторов. Экстракторы Циля рекомендуются для обработки высоковязких жидкостей, а также жидкостных систем, содержащих твёрдые частицы.

В.А. Набатов [59] подробно исследовал основные гидродинамические и массообменные характеристики экстрактора, близкого по конструкции к аппарату Циля.

3.4.12. Экстрактор с вибрирующей насадкой

И.Р. Левиным, Э.П. Павлючиком, И.Я. Городецким и др. предложен экстрактор с вибрирующей насадкой [16]. Экстрактор включает корпус, штангу с закреплёнными на ней перфорированными тарелками и совершающую возвратно-поступательные движения, кривошипно-шатунный механизм, состоящий из приводного вала, опирающегося на две подшипниковые опоры, и шатуна, прикреплённого в середине вала. Средняя часть вала выполнена в виде

восьмигранника и снабжена втулкой, фиксируемой прижимными болтами. Втулка может перемещаться в направлении, перпендикулярном продольной оси вала. Во втулке выполнено восьмигранное отверстие, две грани которого являются направляющими, а остальные образуют зазоры с гранями вала. Такая конструкция средней части вала и втулки позволяют устанавливать втулку с различным эксцентриситетом относительно вала, от которого зависят частота и амплитуда колебаний штока с тарелками. Авторами предложено несколько вариантов исполнения средней части вала и отверстия во втулке, что позволяет быструю регулировку эксцентриситета в необходимом диапазоне, а также компактность и повышенную прочность втулки, благодаря обеспечению равномерного распределения в ней напряжений.

3.5. Ёмкостные аппараты

3.5.1. Особенности ёмкостных вибрационных аппаратов

В ёмкостных аппаратах, снабженных вибрирующими перемешивающими устройствами, удаётся получать гидродинамический режим, близкий к идеальному смещению. Поэтому они являются весьма перспективными для проведения в промышленном масштабе процессов растворения, эмульгирования, перемешивания, фильтрования выщелачивания, а также для экстракционных, сорбционных, ионообменных и других процессов [1, 55, 56, 58, 79, 83, 84].

По данным работ [58, 85] вибрационные перемешивающие устройства могут быть использованы в широком интервале объёмов сосудов (5 мл до 50000 л), при температурах рабочих сред до 800 °С и давлении до 25 МПа (250 кгс/см^2).

По сравнению с вращающимися мешалками вибрационные имеют преимущество в том, что они создают активное перемешивание в вертикальном направлении без образования воронки на поверхности жидкости. Время, необходимое для растворения, гомогенизации или диспергирования, при вибрационном перемешивании существенно сокращается [83]. Поверхность перемешиваемой жидкости даже при больших амплитудах колебаний остаётся спокойной и ровной, не происходит ни разбрызгивания, ни повышенного испарения с поверхности.

Вибрационные мешалки бывают одно- и многодисковые. В свою очередь, многодисковые мешалки бывают с синхронным и асинхронным движением вибрирующих дисков. Известна вибрационная мешалка, имеющая пластины, закреплённые на валу, совершающем одновременно вращательные колебания вокруг своей оси и колебательные вдоль неё [83]. Предложен аппарат [17] для растворения твёрдых тел, имеющий корытообразный или цилиндрический корпус, установленный наклонно секционированный подвижными

перегородками, закреплёнными сверху на шарнирах. Перегородки в центральной части соединены шарнирно со штоком, совершающим возвратно-поступательное движение от вибропривода. Колебания штока передаются перегородкам, совершающим вращательные колебания вокруг верхних шарниров.

Диски вибрационных мешалок выполняют перфорированными, с отверстиями цилиндрической [79] или конической формы [18, 79, 83]. Коническая форма отверстий позволяет создавать в аппарате интенсивное направленное движение перемешиваемых сред, которые движутся в направлении сопла (конуса), тогда как цилиндрические отверстия способствуют циркуляции жидкости по обе стороны плоского диска.

3.5.2. Бессальниковый ёмкостной аппарат

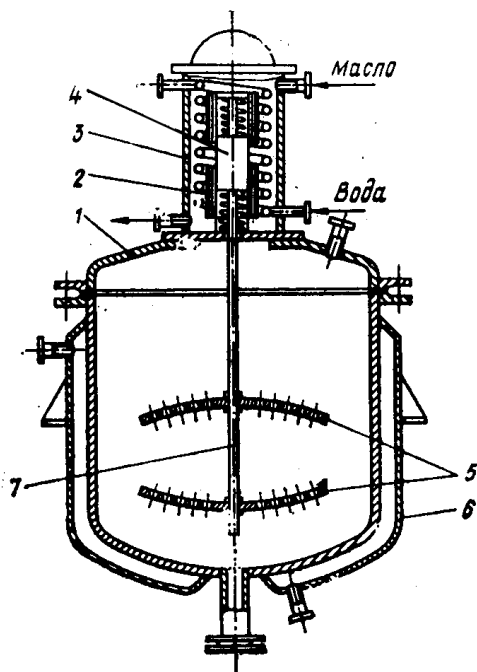


Рис.3.9. Бессальниковый ёмкостной аппарат

На рис. 3.9 приведена схема устройства бессальникового ёмкостного аппарата, разработанного в НИИ ХИММАШе [82]. В корпусе аппарата 1, снабженного рубашкой 6, помещается вибрирующая штанга 7 с закреплёнными на ней перфорированными дисками 5. Диски имеют форму усеченных сфер, а отверстия - форму усеченных конусов. Техническая характеристика аппарата: частота колебаний – от 4 до 10 с^{-1} ; амплитуда колебаний - до 10 мм; потребляемая мощность - 1,0 кВт; диаметр дисков - от 250 до 350 мм; диаметр аппарата - 370 мм; высота - 1570 мм; масса - 115 кг.

НИИХИММАШем разработаны также конструкции автоклавов с рабочим объёмом до 200 л, снабженных несколькими бессальниковыми перемешивающими устройствами.

Серийно выпускаются ёмкостные аппараты с вибрационным перемешиванием АПГ-2К-02, ВМБ4-15 и др. В [52] приводятся их параметры.

3.5.3. Вакуум-аппарат НПО «сахар»

Научно-производственным объединением "Сахар" предложен вакуум-аппарат для варки утфеля свеклосахарного производства [19]. Аппарат

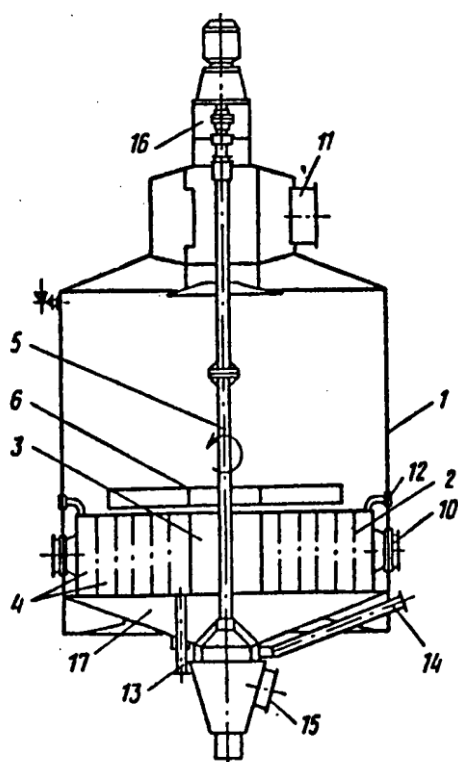


Рис. 3.10. Вакуум-аппарат для варки утфеля

(рис. 3.10) включает цилиндрический корпус 1, подвесную трубчатую греющую камеру 2 с центральным 3 и наружным 4 кольцевыми опускными циркуляционными каналами и установленный на вертикальном валу 5 циркулятор 6 с наклонными лопастями для создания опускного потока кристаллизующей массы. С целью ускорения процесса и получения утфеля с более равномерными кристаллами, циркулятор снабжён установленной над центральным опускным каналом 3 обечайкой, диаметр которой равен диаметру центрального опускного канала. При этом наклонные лопасти циркулятора прикреплены к обечайке внутри неё, а снаружи к ней прикреплены дополнительные лопасти, наклоненные к горизонтальной плоскости в направлении, противоположном наклону лопастей внутри обечайки.

Такая конструкция вакуум-аппарата для варки утфеля позволила интенсифицировать циркуляцию кристаллизующей массы, одновременно сократить продолжительность варки, понизить цветность утфеля, уменьшить конгломерацию кристаллов и повысить их равномерность.

3.5.4. Кристаллизатор ВТИ

Воронежским технологическим институтом (ВТИ) разработан кристаллизатор [20], который в центральном циркуляционном канале имеет устройство для перемешивания кристаллизующей массы. Это устройство состоит из вертикального вала и укрепленного на нем диска с радиально расположенными окнами. С целью ускорения процесса кристаллизации на верхней и нижней поверхностях диска укреплены наклонно вдоль одной и той же радиальной кромки каждого окна лопатки, нижняя из которых выполнена перфорированной. При этом вал устройства для перемешивания установлен с возможностью возвратно-поступательного движения по высоте. Ширина нижних лопаток меньше ширины верхних и угол наклона нижних лопаток превышает угол наклона верхних.

3.5.5. Кристаллизатор ВТИ и МТИПП

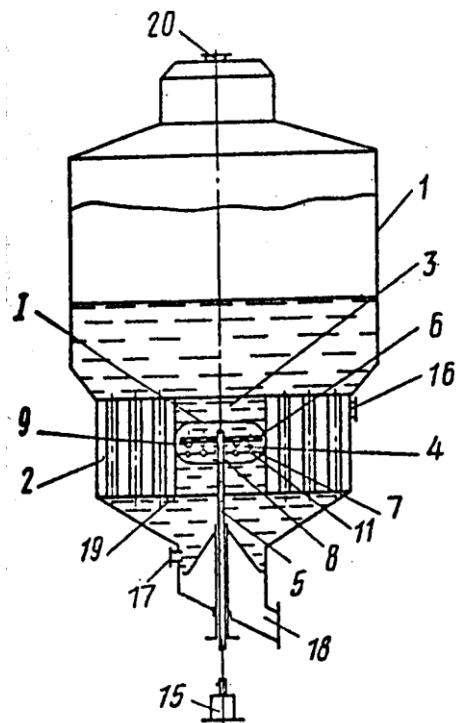


Рис.3.11. Кристаллизатор

ВТИ совместно с Московским технологическим институтом пищевой промышленности предложен кристаллизатор [21], изображенный на рис. 3.11. Он включает цилиндрический корпус 1, размещенную внутри него греющую камеру 2 (в средней части которой выполнен центральный циркуляционный канал 3), устройство для циркуляции кристалломассы, имеющее жестко укрепленный на вертикальном штоке 5 диск 6 с отверстиями для суспензии и свободно укрепленную на штоке дисковую заслонку 7 для перекрывания отверстий, и ограничители 8 перемещения заслонки. С целью получения

более однородных по размеру кристаллов сахара, к нижней поверхности диска прикреплены большими основаниями конические насадки 9, расположенные по concentрическим окружностям для циркуляции раствора. Дисковая заслонка 7 имеет на верхней поверхности конические направляющие выступы 10, расположенные соосно с соответствующими насадками 9. При этом под каждым выступом 10 на нижней поверхности дисковой заслонки 7 укреплены отражатели 11 для изменения направления потока раствора. Участки 12 поверхности дисковой заслонки 7, расположенные между направляющими выступами 10, имеют отверстия 13, расположенные также по concentрическим окружностям с увеличивающимся диаметром от осей конических направляющих выступов. Аппарат снабжен виброприводом 15 для устройства 4, патрубком 16 для подачи пара в камеру 2, патрубком 17 для подачи в аппарат исходного раствора, а также патрубками 18-20 соответственно для отвода из аппарата кристаллизата, конденсата и вторичного пара. На рис. 3.12 изображено устройство для циркуляции кристалломассы с заслонкой в нижнем положении, на рис. 3.13 - устройство для циркуляции кристалломассы с заслонкой в верхнем положении.

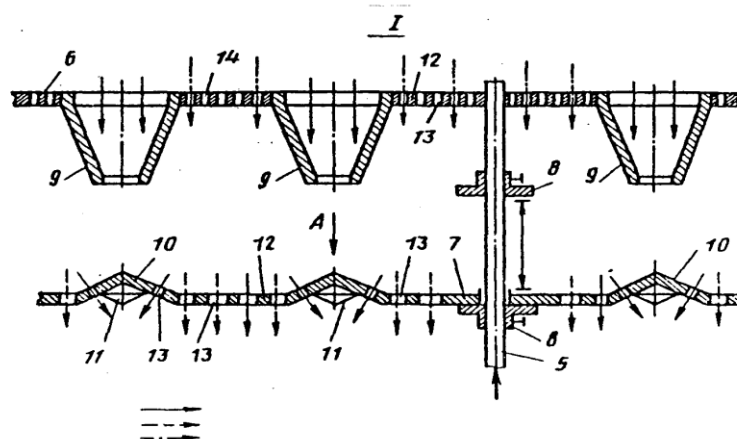


Рис. 3. 12. Устройство для циркуляции кристалломассы с насадкой в нижнем положении

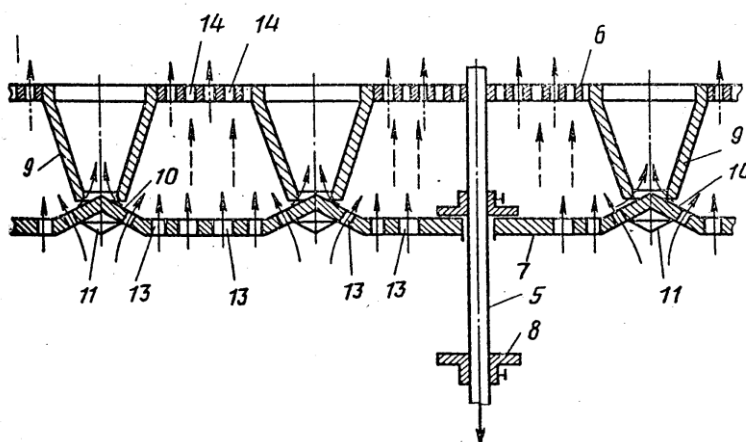


Рис. 3. 13. Устройство для циркуляции кристалломассы с насадкой в верхнем положении

3.5.6. Вакуумные аппараты ВТИ

ВТИ предложен также вакуум-аппарат для кристаллизации сахаросодержащего раствора [22], изображенный на рис. 3.14. Устройство содержит аналогично предыдущему вертикальный цилиндрический корпус 1 и установленную без зазора с корпусом греющую камеру 2, в центральной части которой выполнен центральный циркуляционный канал 3. Аппарат снабжен вибрационным устройством 4 для циркуляции кристалломассы и виброприводом 9. Это устройство имеет жестко укрепленный на штоке 5 дисковый толкатель 6 с отверстиями и прикрепленными к его нижней поверхности коническими соплами 8. Патрубок 10 служит для подачи пара в греющую камеру, патрубок 11 – для подачи в аппарат исходного раствора, патрубки 12-14 – соответственно для отвода из аппарата кристаллизата,

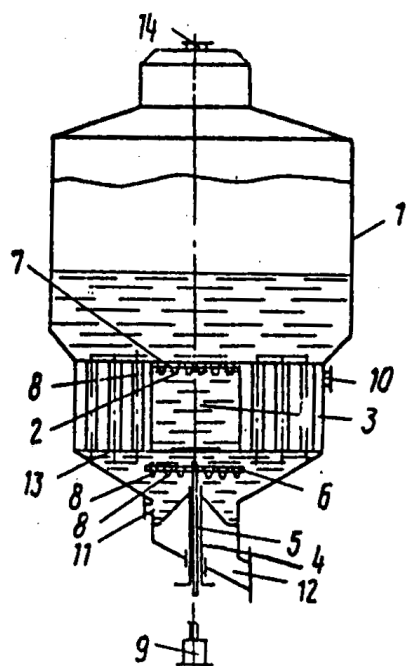


Рис. 3.14. Вакуум-аппарат ВТИ для кристаллизации сахарного раствора

конденсата и вторичного пара. С целью повышения производительности и улучшения качества продукта путём увеличения амплитуды относительных колебаний кристаллов в растворе, на входе в циркуляционный канал укреплен перегородка 7 с соплами 8, направленными вниз, перекрывающая входное отверстие этого канала. Диск толкатель 6 расположен под входным отверстием канала с образованием зазора для прохода циркулируемой кристалломассы. При этом диаметр дискового превышает диаметр циркуляционного канала. Сопла перегородки и дискового толкателя расположены так, что их оси не совпадают. Несоосное размещение сопел 8 на толкателе 6 и перегородке 7 обеспечивает эффективную работу центрального циркуляционного канала как подсасывающего устройства в общем циркуляционном контуре вакуум-аппарата. Подсасывающий эффект вызывается различием коэффициента расхода сопел 8 при течении через них потока сверху вниз и снизу вверх.

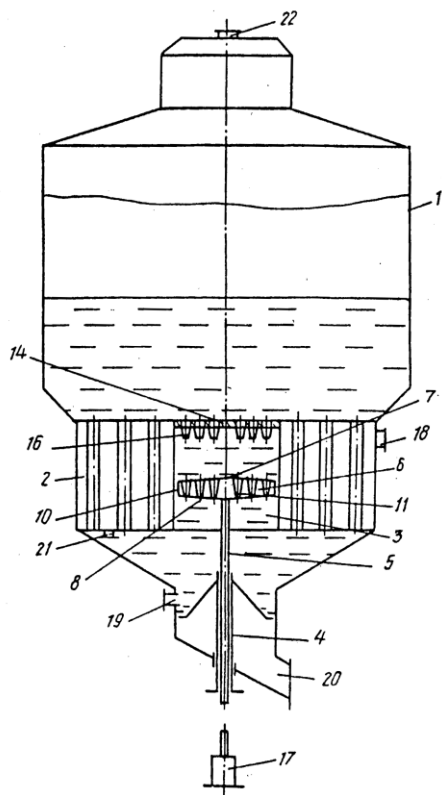


Рис.3.15. Вакуум-аппарат для кристаллизации сахаросодержащего раствора

3.5.7. Модернизированный аппарат ВТИ

Созданный ВТИ на базе [21], [22] вакуум-аппарат для кристаллизации сахаросодержащего раствора [23] показан на рис. 3.15. Этот аппарат отличается от базовых тем, что толкатель 6 выполнен полым, а его торцевые поверхности 7 и 8 равномерно перфорированы отверстиями 9, имеют сферическую форму и обращены выпуклостью наружу. При этом толкатель расположен в нижней части циркуляционного канала 3 с минимальным зазором между боковыми поверхностями канала и толкателя (причем сопла 11 последнего прикреплены к его торцевым поверхностям). Такой вакуум-аппарат позволил повысить производительность

посредством большего выделения кристаллической фазы и более полного истощения межкристалльного раствора за счет меньшего затухания (большей глубины проникновения) колебаний в кристаллизате, создаваемых объёмным полым толкателем. Качество готового продукта улучшается по степени однородности кристаллов, поскольку их наращивание в зоне циркуляционного канала осуществляется в однородных температурных и концентрационных полях, обеспечиваемых выравниванием скорости потока кристаллизата в поперечном направлении.

3.5.8. Усовершенствованный аппарат ВТИ

ВТИ предложен кристаллизатор [24], состоящий из вертикально расположенного корпуса, размещённой внутри него нагревательной камеры с центральным циркуляционным каналом, и установленного в нём устройства для перемешивания кристаллизуемой массы. Это устройство включает вертикальный вал с диском, имеющим радиально расположенные окна с наклонными лопатками (одна из которых - верхняя - расположена над диском, а другая - нижняя перфорированная - под ним). С целью повышения производительности путём увеличения скорости циркуляции, лопатки каждого окна соединены между собой с образованием единой лопасти. Эта лопасть выполнена плавно изогнутой таким образом, что вогнутая поверхность её обращена к окну, причем ширина лопасти в центральной части диска больше, чем ширина лопасти на его периферии, а её верхняя часть выполнена перфорированной. Лопасты могут крепиться к радиальным кромкам окон шарнирно, при этом диск и лопасти имеют покрытие из фторопласта.

3.5.9. Кристаллизатор ВТИ для лактозы

Этим же институтом предложены кристаллизаторы для лактозы [25], [26]. Эти кристаллизаторы представлены на рис. 3.16 и рис. 3.17 соответственно. Они имеют вертикальный цилиндрический корпус 1 и кожух 2, образующий с корпусом теплообменную рубашку 3, устройство 4 для отвода кристаллизата и установленное в корпусе перемешивающее устройство, состоящее из вертикального вала 5 и жестко укрепленных на нём по высоте дисков 6. Форма нижнего диска 8 соответствует форме сферического днища 9.

В кристаллизаторе [25] с целью повышения производительности и улучшения качества продукта путём уменьшения осаждения кристаллов на днище корпуса вал перемешивающего устройства укреплен консольно, а его нижний диск расположен у днища с зазором для прохода кристаллизуемой массы в сопла, расположенные на этом диске. Этот диск снабжен установленным по периметру направляющим усеченным конусом, обращенным

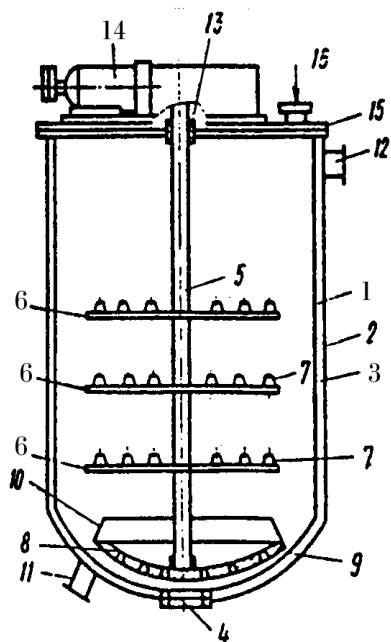


Рис. 3.16. Кристаллизатор для лактозы с насадкой с соплами и конусом

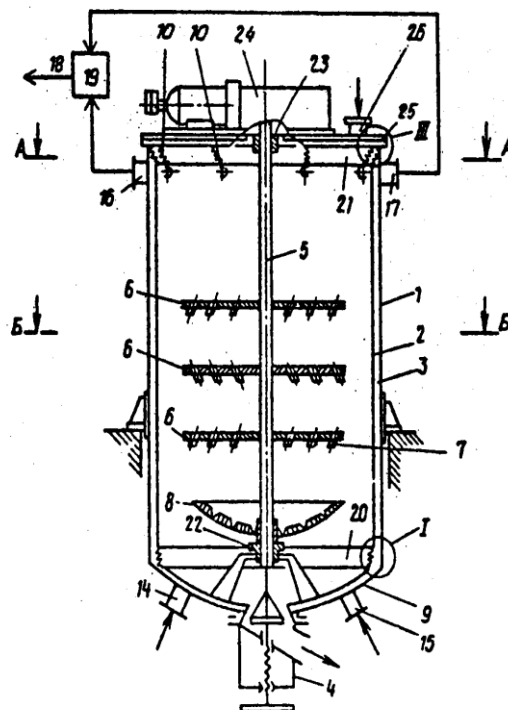


Рис. 3.17. Кристаллизатор для лактозы с конусоидальными наклонными насадками

меньшим основанием вверх, при этом сопла, размещенные на плоских дисках, направлены суживающимися частями также вверх. Направляющий конус 10 является сходящимся насадком, который сообщает дополнительную скорость потокам жидкости, разогнанным в соплах. Такой двухступенчатый разгон среды в соплах 7 и конусе 10 эффективнее отдельного их применения.

В кристаллизаторе [26] с целью уменьшения потерь лактозы в мелассе конусоидальные насадки, расположенные на дисках перемешивающего устройства, прикреплены наклонно к нижней поверхности дисков так, что они в соседних дисках направлены в противоположные стороны. Виброперемешивание раствора усиливается в силу того, что горизонтальные колебания кристаллов совершаются в двух направлениях. Кроме того, происходит зигзагообразное изменение траектории транспортирования кристаллов в растворе пульсирующими струями из насадок 7 и постоянное изменение направления их вращения.

3.5.10. Кристаллизатор ВТИ с гидропульсатором и гибкой перегородкой

В разработанном на базе [25], [72] и предложенном ВТИ кристаллизаторе [27] для образования рабочей камеры в теплообменной рубашке в нижней её

части, образованной сферическими днищами, укреплена гибкая перегородка, а гидропульсатор подключён к ней для создания вертикальных колебаний кристалломассы. При этом каждая лопасть циркуляционного устройства образована двумя сферическими дисками, прикреплёнными один к другому с образованием между ними полости, а коноидальные сопла размещены в ней так, что их выходные отверстия обращены вверх.

3.5.11. Кристаллизатор ВТИ с импульсным электрическим излучателем и мембраной

В кристаллизаторе [28] ВТИ предложено установить импульсный электродинамический излучатель для создания колебаний кристалломассы, мембрана которого встроена в днище корпуса, а излучатель размещён снаружи последнего. При этом диски и ось выполнены полыми и сообщены между собой, а полая ось при помощи трубопроводов подключена к трубопроводам подачи и отвода хладагента. Диаметр каждого вышерасположенного диска превышает диаметр нижерасположенного, а расстояние между дисками от нижнего к верхнему уменьшается по высоте корпуса. Кристаллизаторы [27, 28] схематично показаны на рис. 3.18 и рис. 3.19 соответственно.

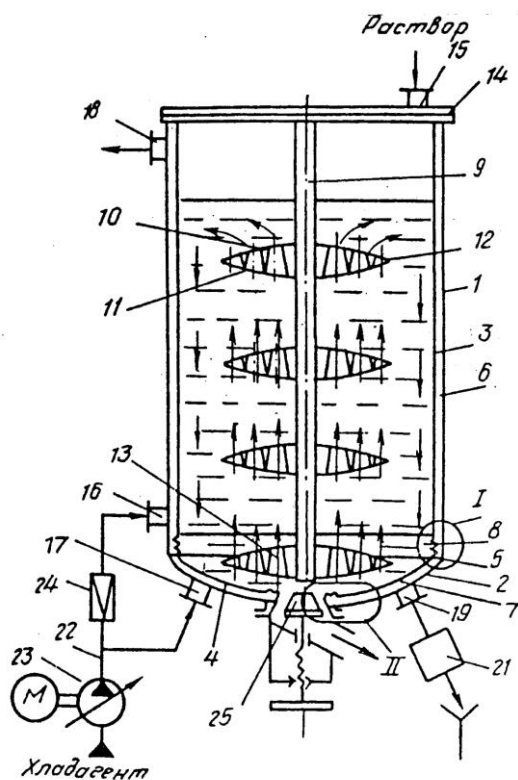


Рис. 3.18. Кристаллизатор с гибкой перегородкой и электропульсатором

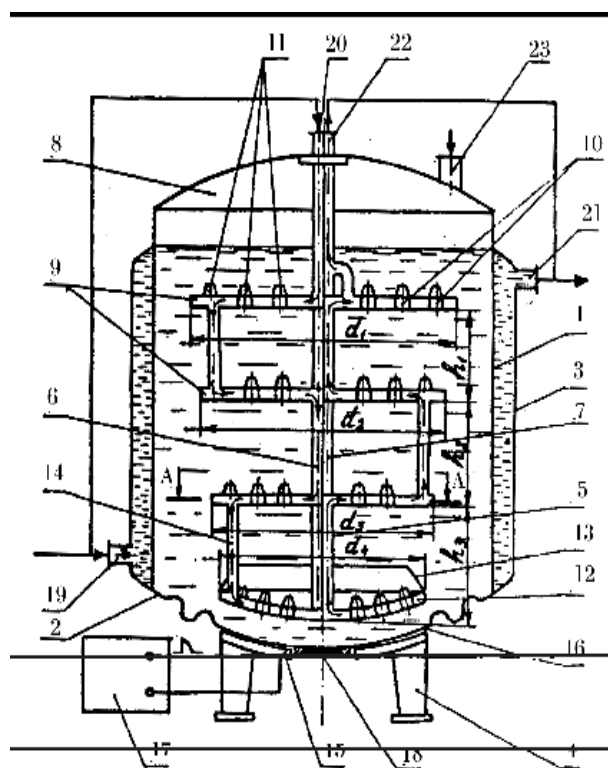


Рис. 3.19. Кристаллизатор с мембраной и импульсным электрическим излучателем электрическим

3.5.12. Кристаллизаторы АСКТ

Ассоциацией компьютерных технологий "АСКТ" на основе [25], [26] предложен кристаллизатор [29], корпус которого снабжён установленной с зазором вокруг вала с лопастями цилиндrokонической обечайкой, коническая суживающаяся книзу часть которой расположена над днищем. Каждая лопасть перемешивающего устройства состоит из двух изогнутых в виде части параболоида пластин, укрепленных вертикально и противоположно одна к другой так, что их нижние кромки расположены на одной линии (при этом площадь одной пластины превышает площадь другой). Каждая вышерасположенная лопасть повернута к горизонтальной плоскости нижерасположенной на $40-59^\circ$, а вал перемешивающего устройства установлен с возможностью вращения. Нижние лопасти имеют участки, расположенные вне конической части обечайки, и выполнены так, что форма их нижних кромок аналогична форме днища корпуса.

3.5.13. Аппарат с вибрационным перемешиванием

В.И. Лосик, Б.Л. Бабинцева и др. предложили аппарат с вибрационным перемешиванием [30], (рис. 3.20). Аппарат содержит ёмкость 1, узел вибропривода 2, шток 3 с перемешивающими органами 4, неподвижную трубу 5, герметично скреплённую с крышкой аппарата, демпфер в виде пружины 6, теплообменное устройство 7, жестко закреплённое на штоке и перемешивающих органах. Тепло-

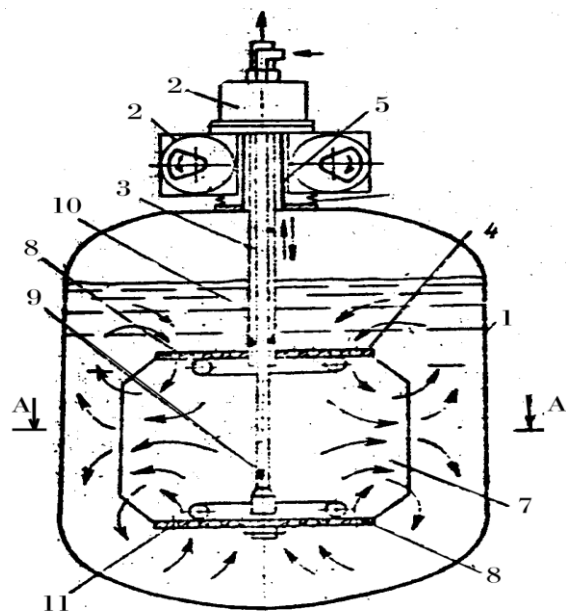


Рис.3. 20. Аппарат с вибрационным перемешиванием

обменное устройство 7 состоит из плоских пустотелых ребер, соединённых между собой коллекторами 8. Шток изготовлен полым и состоит из двух коаксиально расположенных труб: встроенного 9 и наружного отводящего 10 патрубков. Перемешивающие органы выполнены в виде дисков с сопловыми отверстиями 11. Жесткое закрепление теплообменного устройства с виброприводом, штоком и перемешивающими дисками позволяет передавать ему вибрацию с частотой и амплитудой, необходимыми для процесса перемешивания и теплообмена.

При вибрации теплообменного устройства его плоская поверхность интенсивно омывается циркуляционным потоком, создаваемым сопловыми отверстиями перемешивающих устройств. Вследствие передачи вибрации теплообменному устройству нарушаются вязкие пограничные слои как со стороны среды, так и со стороны теплоносителя, что вызывает увеличение коэффициентов теплопередачи и интенсификацию теплообмена в аппарате. Коэффициент теплопередачи увеличивается с 3-х до 6-ти раз в зависимости от частоты и амплитуды колебаний и во столько же раз уменьшается необходимая для проведения процесса поверхность теплообмена, что приводит к уменьшению металлоёмкости аппарата в целом.

3.5.14. Устройство для смешивания газа с жидкостью

Недостаток последнего устройства состоит в том, что процесс смешивания осуществляется в объёме, вследствие чего образуются застойные зоны. Кроме того, мала поверхность контакта жидкость-газ.

С целью устранения указанных недостатков институтом предложено устройство для смешивания газа с жидкостью [31] (рис. 3.21).

На стенках рабочего сосуда 1 закреплены рёбра 2 в виде колец. В нём предусмотрены патрубки 3 и 4 для подачи и отвода газа соответственно. Жидкость подаётся по трубе 5 и через распылитель 6 на вращающуюся полусферу 7. Через уплотнение 11 в рабочий сосуд вводится шток 12, на котором закреплены перфорированные диски 13. На устройство подаётся выпрямленный ток от источника 15. Стенки рабочего сосуда заряжены отрицательно и являются коронирующим электродом. Жидкость, попадая на

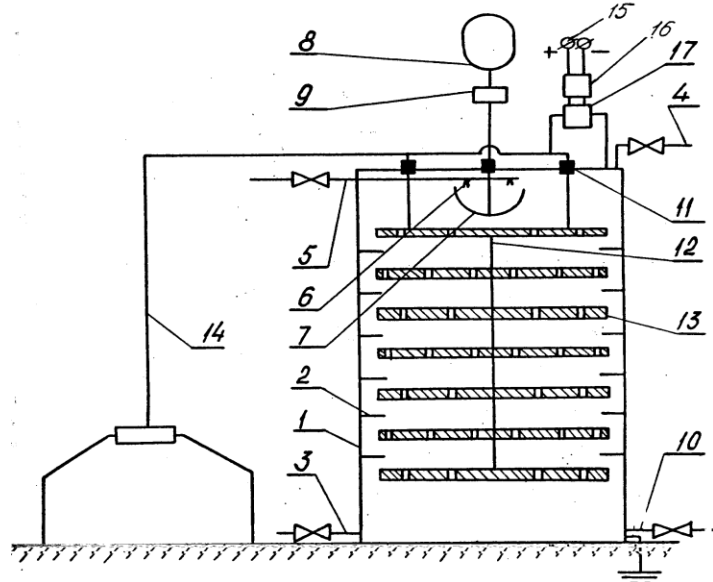


Рис. 3.21. Устройство для смешивания газа с жидкостью

вращающуюся полусферу, образует мелкодисперсный туман. Колебательное движение дисков вызывает прохождение через их отверстия смешиваемых жидкости и газа. Постепенно на них образуется ламинарный слой, в котором происходит интенсивное смешивание жидкости с газом. Подаваемый на вибрирующий шток электрический потенциал передается образуемому слою жидкости и способствует захвату твердых частиц, содержащихся в газовом потоке. Таким образом, данное устройство по сравнению с

предыдущим позволяет интенсифицировать процесс смешивания за счет увеличения поверхности контакта жидкость-газ и электрического потенциала, подаваемого на вибрирующие поверхности, а также за счет контакта мелкодисперсных капель жидкости и газа.

3.5.15. Усовершенствованное устройство для смешения газа с жидкостью

К.Б. Комиссаровым и В.А. Финоченко. предложено устройство [39], изображенное на рис. 3.22. Устройство отличается от предыдущего тем, что разбрызгиватель 6 закреплен на трубке 5, в нижней части которой выполнены отверстия, перфорированные диски 9 имеют конусообразную форму, кольцевые рёбра выполнены коническими и наклонены вниз, над ними установлены перфорированные конические кольца 2. Устройство снабжено также пористым фильтром 11, установленным над патрубком подвода газа. Жидкость поступает на вращающуюся полусферу через электромагнитный

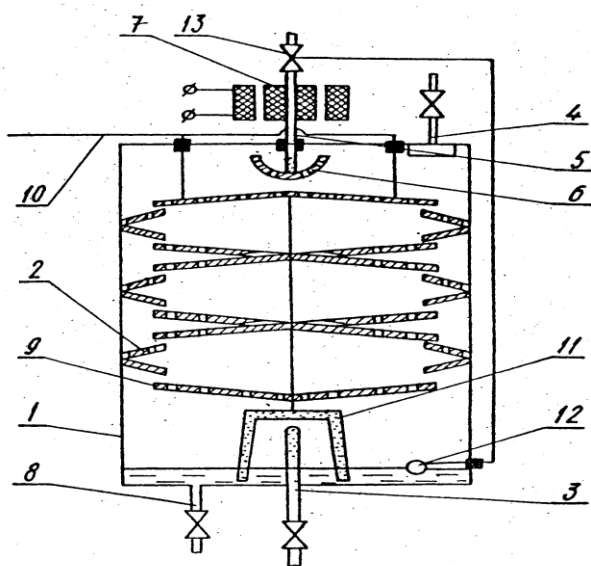


Рис. 3.22. Устройство для смешивания газа с жидкостью

клапан 13 и отверстия в трубке 5, благодаря чему происходит ее разбрызгивание по верхнему перфорированному диску. Жидкость равномерно стекает по дискам и насыщает пористый фильтр. При достижении ее необходимого уровня жидкостью производится подача газа по патрубку 3 и также подается вибрация на перфорированные диски 9 и пористый фильтр 11. Такая конструкция способствует организации сложного движения газожидкостной системы увеличивает площадь контакта жидкость-газ, обеспечивая интенсивное смешивание.

3.5.16. Кристаллизатор КТИ ПП

Киевским технологическим институтом пищевой промышленности предложен кристаллизатор для утфеля последней ступени кристаллизации в сахарном производстве [33], содержащий вертикальный цилиндрический корпус и установленное внутри перемешивающее устройство, состоящее из полого вала с патрубками для подвода и отвода хладагента и укрепленных на нём полых теплообменных лопастей. С целью улучшения качества кристаллов утфеля и повышения выхода сахара полые теплообменные лопасти выполнены в виде

вертикальных спиралей, расположенных по окружности на одинаковом расстоянии от оси вала. Вал установлен с возможностью его реверсивного вращения, а корпус в верхней части имеет отдельную камеру для смешивания поступающего утфеля с сахаросодержащим раствором или водой. В камере находятся перемешивающие лопасти, укрепленные на полом вала

3.5.17. Вакуум-аппараты ВНИИСП

Всесоюзным научно-исследовательским институтом сахарной промышленности предложен вакуум-аппарат для кристаллизации растворов, преимущественно сахаросодержащих [34], включающий вертикальный корпус, размещенную в его нижней части поверхность теплообмена, (имеющую кипятильные трубки и циркуляционные каналы) и устройство для перемешивания кристалломассы и вдувания в неё пара. С целью интенсификации процесса кристаллизации путём более равномерного распределения в кристалломассе пара указанное устройство содержит радиально прикрепленные к трубовалу над поверхностью теплообмена трубки, имеющие на боковой поверхности отверстия для выхода пара, расположенные в зоне над кипятильными трубками.

3.6. Приводные механизмы

3.6.1. Общие требования к приводным механизмам

Приводные механизмы, генерирующие колебательное движение и передающие его штангам с насадками, являются неотъемлемой частью вибрационных аппаратов. От правильного выбора типа и конструкции привода во многом зависят технико-экономические показатели работы вибрационного аппарата. К приводным механизмам предъявляются следующие основные требования: возможность изменения в определённых пределах частоты и амплитуды колебаний, поскольку в период проведения пуско-наладочных работ, а иногда и в процессе нормальной эксплуатации вибрационных аппаратов в случаях изменения нагрузок по фазам и составов исходных и конечных продуктов приходится опытным путём уточнять режимы колебаний насадки. Обычно стремятся к тому, чтобы режим вибрационных колебаний насадки обеспечивал оптимальную для данного процесса эффективность и производительность аппарата. Весьма желательно, чтобы частоту и (или) амплитуду колебаний насадки можно было бы изменять на ходу, т.е. без остановки аппарата или при кратковременной остановке аппарата, с минимальными затратами труда; высокий к.п.д., определяющий энергозатраты на создание колебаний насадки; простота и надёжность конструкции, а также простота обслуживания; герметичность узла сочленения привода с корпусом аппарата. Это требование относится к приводам аппаратов, предназначенных

для работы при повышенном или пониженном давлении, а также с легковоспламеняющимися, токсичными и дорогостоящими продуктами.

В качестве приводов вибрационных аппаратов используют электромеханические, электромагнитные, пневматические, гидравлические и др. механизмы. Для возбуждения продольных колебаний известны следующие конструкции приводов.

3.6.2. Гидравлические приводы

Гидравлический привод М.З. Максименко и др. [35] для аппаратов с вибрирующей насадкой помещается внутри корпуса аппарата и работает за счет повышенного давления одной из фаз, создаваемого насосом или компрессором. Такой привод не имеет сальников, что особенно важно при создании аппаратов, работающих при повышенном или пониженном давлении. Однако имеются немалые трудности в регулировании интенсивности колебаний и обслуживании такого привода, осложняющие его промышленное внедрение.

Наиболее полно удовлетворяющими вышеперечисленным требованиям, а потому наиболее широко применяемыми, являются электромеханические и электромагнитные приводные механизмы.

3.6.3. Электромеханический привод

Электромеханические приводы используют для генерации колебаний с частотами $1-25\text{ с}^{-1}$ и амплитудами до 15-20 мм. Такие механизмы имеют кривошип и узел, трансформирующий вращательное движение кривошипа в возвратно-поступательное движение штока или штанги с дисками насадки. В качестве кривошипа обычно используют коленчатые валы или планшайбы с эксцентрично закреплённым пальцем или грузом. Простейшими механизмами этой группы являются бесшатунные приводы, в которых электродвигатель с эксцентрично закреплённым на валу грузом прикреплен к плите, установленной на пружинных амортизаторах, а штанги с насадкой жестко или шарнирно соединены с подmotorной плитой. При вращении вала электродвигателя под действием эксцентрично закреплённого груза двигатель вместе с плитой совершают вибрационные колебания, которые передаются штангам с насадками. Частота колебаний насадки в этом случае определяется числом оборота вала электродвигателя, а амплитуда колебаний величиной эксцентриситета и весом груза.

Несмотря на относительную простоту устройства, бесшатунные электромеханические приводы применяются сравнительно редко. В основном их используют для создания вибрационных колебаний насадок, устанавливаемых в открытых ёмкостных аппаратах.

3.6.4. Шатунные электромеханические приводные механизмы

Шатунные электромеханические приводные механизмы получили наиболее широкое применение. Шатун в таком приводе является связующим звеном между кривошипом и штангой. Сочленение шатуна с кривошипом и штангой обычно выполняют с помощью подшипников скольжения или качения. Для уменьшения тангенциальных усилий, вызываемых давлением шатуна на верхний конец штанги, длина шатуна должна быть во много раз больше радиуса кривошипа, а направляющая втулка, в которой перемещается верхний конец штанги, должна находиться как можно ближе к подшипнику.

Как правило, между электродвигателем и валом таких приводов устанавливают редукторы, снижающие число оборотов. Это необходимо потому, что наиболее часто используемые в приводах бесколлекторные асинхронные двигатели имеют постоянное число оборотов в несколько раз большее, чем применяемые частоты колебаний. При использовании коллекторных асинхронных двигателей и двигателей постоянного тока число оборотов которых можно менять изменением напряжения электрического тока, редукторы также необходимы, поскольку эти двигатели устойчиво работают в области больших чисел оборотов.

Приводы вибрационных аппаратов иногда оснащают обычными валами, на которых закрепляют сменные эксцентриковые втулки. При использовании планшайб предусматривают возможность изменения положения эксцентрикового пальца с последующей фиксацией. Коленчатые валы приводов крупных вибрационных аппаратов, мощность двигателя которых превышает 10 кВт, выполняют с двумя опорными шейками по концам вала. Для аппаратов, имеющих два шатуна, приводящих в движение два самостоятельных пакета насадки, коленчатый вал должен иметь две коренные и две шатунные шейки. Последние располагают под углом 180° друг к другу.

В [53] приводится принципиальная схема электромеханического шатунно-кривошипного привода.

3.6.5. Приводные механизмы

Изменение амплитуды колебаний насадки на ходу сопряжено с техническими трудностями. Для этой цели могут быть использованы приводы, оснащенные кулисными механизмами. Кулисные механизмы являются сложными и дорогостоящими устройствами, что ограничивает применение таких приводов в промышленном масштабе. Иногда приводы, оснащенные кулисными механизмами, используют для создания вибраций насадки в лабораторных аппаратах при проведении научно-исследовательских работ. Обычно амплитуду колебаний насадки регулируют изменением

эксцентриситета кривошипа. Проще всего это достигается при использовании в качестве кривошипа планшайбы с перемещающимся пальцем.

В случае применения кривошипа, выполненного в виде вала с консольной шейкой, на которой установлена эксцентриковая втулка, изменение амплитуды колебаний достигается путём замены одной эксцентриковой втулки на другую, с иным эксцентриситетом.

Известна конструкция кривошипа, у которого эксцентриситет можно менять без замены каких-либо деталей привода. Эксцентриковую втулку такого кривошипа выполняют так, что её можно поворачивать на шатунной шейке вала и фиксировать в нескольких определённых положениях. Для расширения пределов изменений эксцентриситета кривошипа шатунную шейку вала иногда также выполняют с эксцентриситетом. Схема устройства такого кривошипа приводится в [53].

Изменение амплитуды колебаний насадки в аппаратах с приводами мощностью 10 кВт и более, а также в аппаратах, у которых приводы имеют коленчатые валы с двумя коренными шейками, производят путём смены коленчатых валов, изготовленных с разными радиусами кривошипов.

Частоту колебаний насадки регулируют изменением числа оборотов кривошипа. В практике создания лабораторных и модельных аппаратов с этой целью используют электродвигатели постоянного тока или коллекторные асинхронные двигатели, число оборотов которых меняется при изменении напряжения тока. Такой способ регулирования позволяет изменять частоту колебаний на ходу и является наиболее удобным. Частоту колебаний насадки в аппаратах можно также менять на ходу путём изменения передаточного числа привода. В этом случае вместо редукторов устанавливают вариаторы. Однако в связи с дефицитностью и высокой стоимостью вариаторов обычно их устанавливают на период освоения аппаратов, когда уточняют оптимальные режимы работы. Значительно чаще в приводах вибрационных аппаратов устанавливают редукторы, позволяющие ступенчато менять число оборотов кривошипа путём смены соответствующих шестерён или шкивов.

Корпус вибрационного аппарата в месте прохода штанги через крышку герметизируют установкой в крышке аппарата обыкновенного или сильфонного сальника.

В электромагнитных приводах электрическая энергия непосредственно без промежуточных механизмов трансформируется в возвратно-поступательное движение штанги с насадкой. Частота вибраций в зависимости от способа подвода энергии составляет $50-100\text{ с}^{-1}$ (для тока промышленной частоты). Устройство двухконтактного электромагнитного вибратора, а также принципиальная схема его электропитания и установки в качестве привода мешалки приведены в [79].

Мощность вибраторов, расходуемая при околорезонансной настройке его упругой системы в основном на компенсацию демпфирования колебаний

рабочего органа, может регулироваться в процессе работы изменением напряжения, подаваемого на обмотки электромагнитов.

Разработаны двухтактные электромагнитные вибраторы с амплитудой вибрации 2 мм (модели ВДТ-1, ВДТ-2, ВДТ-3) и электромагнитные вибраторы в герметичном исполнении мощностью от 400 до 13000 Вт.

3.6.6. Бессальниковый электромагнитный вибропривод

В НИИХИММАШе [82] разработана конструкция аппарата с герметичным электромагнитным виброприводом (рис. 3.9). Привод не имеет сальникового устройства, что существенно расширяет область его применения. Соленоидные катушки получают питание от генератора импульсов тока. При подаче импульсов сердечник со штоком и дисками насадки совершает возвратно-поступательное движение, амплитуда и частота которого задаётся генератором импульсов тока.

3.6.7. Вибросмеситель Ермакова

Всесоюзным проектно-технологическим институтом энергетического машиностроения предложен вибросмеситель Ермакова [36], содержащий перфорированный диск 1 и вибропривод 2, выполненный в виде изогнутой ленты из материала с памятью формы, снабженной диэлектрическим упругим

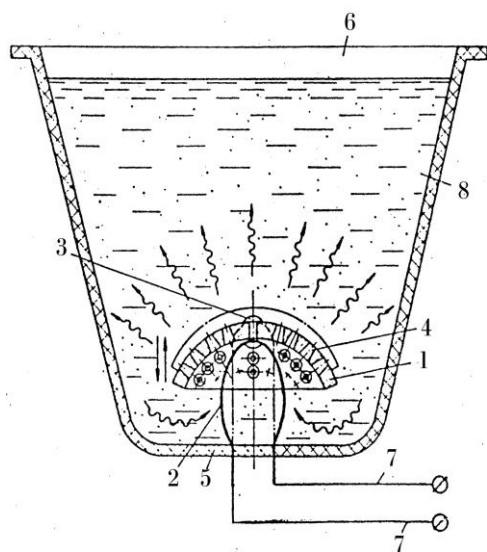


Рис.3.23. Вибросмеситель Ермакова

покрытием и подключенной к источнику тока (рис. 3.23). При периодическом нагреве и охлаждении изогнутой ленты обеспечивается вибрация перфорированного диска в направлении вниз - вверх. Для сплава типа НИТИНОЛ-55 (теплоёмкость 0,077 кал/г К) при толщине изогнутой ленты 0,5 мм и температуре жидкой среды около 20 °С обеспечивается частота вибрации более 10 циклов в секунду при амплитуде, например, равной 2-2,5 мм.

Характеристики различных вибро-возбудителей и их использование в технологических процессах приведены также в [52].

3.7. Перемешивающие и секционирующие устройства

3.7.1. Общие требования к насадкам

Перемешивающие устройства (насадки), применяемые в массообменных аппаратах, должны обеспечивать высокую эффективность массообмена при большой пропускной способности, а также быть простыми в изготовлении и монтаже, надёжными в эксплуатации.

Специфическим требованием, предъявляемым к насадкам вибрационных аппаратов является, возможно, меньшая масса подвижных деталей, в том числе и дисков насадки, поскольку масса подвижных деталей в значительной мере определяет энергозатраты на создание вибрационных колебаний насадки.

Уменьшение массы подвижных деталей достигается обычно как за счет определённых конструктивных решений (снижение толщины дисков насадки при одновременном создании на них рёбер жесткости, изготовления штанг пустотелыми и др.), так и за счет применения более лёгких конструкционных материалов (пластмасс, титана и т.п.).

3.7.2. Ситчатые насадки, их особенности

Ситчатые насадки представляют собой набор перфорированных дисков, закреплённых на подвижной штанге. Отверстия в дисках, как правило, имеют круглую форму. Их диаметр обычно бывает в пределах 2-5 мм, а свободное сечение - от 8 до 20 %.

Массообменные аппараты, снабженные ситчатой насадкой, обладают сравнительно невысокой эффективностью массопередачи и относительно низкой производительностью, что является следствием малого сечения дисков.

Л. Циль и Ф. Плегер [90] применили ситчатую насадку из полиэтилена со свободным сечением 30 % в вибрационных экстракторах диаметром 150 мм и высотой 5 м производительностью 5 т/год.

3.7.3. Ситчатые насадки Карра

А. Карр [87] предложил использовать в вибрационных экстракторах ситчатую насадку с отверстиями большого диаметра и соответственно большим свободным сечением. Он исследовал колонну диаметром 76 мм и высотой 915 мм с вибрирующей сетчатой насадкой, выполненной из листов нержавеющей стали, толщиной 1 мм, с отверстиями диаметром 15,9 мм. Свободное сечение насадки составляло 62,8 %, зазор между дисками и стенкой корпуса был равен 3 мм. Благодаря большому свободному сечению производительность колонн Карра достигала $75 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ ч})$. В США налажен выпуск экстракторов такого типа, а в ФРГ - экстракторов диаметром до 150 мм, предназначенных для лабораторных и пилотных исследований.

3.7.4. Ситчатые насадки Прохазки

Я. Прохазкой [73] предложена оригинальная конструкция ситчатой насадки, которая в определённой мере свободна от недостатков обычных ситчатых насадок. Отрезок колонны с насадкой Прохазки показан на рис. 3.24.

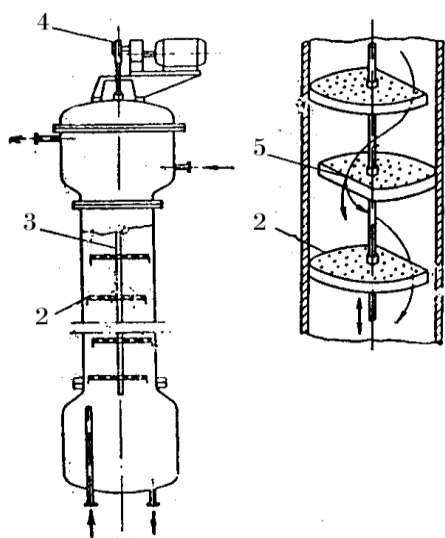


Рис.3.24. Вибрационный аппарат с насадкой Прохазки

Насадка представляет собой набор дисков 2, каждый из которых имеет срез по хорде (отсекающей до 15 % площади диска) и отбортовку по всему периметру диска с насадкой. Диски в аппарате собираются так, чтобы срезы соседних дисков находились с противоположных сторон, а отбортовка дисков направлена против направления движения дисперсной фазы, т.е. вниз, если дисперсная фаза легче сплошной, или вверх, если дисперсная фаза тяжелая. Для того чтобы получить оптимальный с точки зрения гидродинамики и массообмена образующихся в результате респергирования при распаде струй средний размер капель (0,8-1,2 мм) выходящих из отверстий в дисках насадки, в экстракторах Прохазки используются

более высокие частоты (до 5 с^{-1}) и меньшие амплитуды (1-3 мм) колебаний насадки, чем в вибрационных аппаратах с другими типами насадки. К достоинствам этих аппаратов следует отнести высокую эффективность массообмена, достигаемую за счет непрерывного чередования процессов коалесценции и редиспергирования, а также за счет поперечного движения сплошной фазы в пространствах между соседними дисками насадки. Одновременно они обладают большой производительностью, поскольку сплошная фаза, проходя через срезы в дисках, не занимает свободного сечения отверстий, предназначенного для прохода дисперсной массы. Недостатком насадки Прохазки является сложность изготовления дисков с множеством отверстий диаметром 2-3 мм, а также ограничения применения такой насадки для систем с повышенной вязкостью. Колонные экстракторы с насадкой Прохазки нашли промышленное применение в ЧССР и выпускались Краковопольским машиностроительным заводом.

Я. Прохазкой была также предложена насадка [88], в которой для улучшения истечения дисперсной фазы каждое отверстие имело специальный патрубок. Однако из-за большой сложности изготовления и повышенного веса этот тип насадки промышленного применения не получил.

3.7.5. Ситчатые насадки с сотовыми и коническими отверстиями

В аппаратах с вибрационным перемешиванием, особенно в ёмкостных нашли применение ситчатые насадки с сопловыми и коническими отверстиями [18, 79, 83]. Такие насадки обеспечивают направленную циркуляцию и интенсивное перемешивание рабочих сред.

3.7.6. Ситчатые насадки с наклонными отверстиями

Простые ситчатые насадки не имеют каких-либо конструктивных элементов, способствующих поперечному перемешиванию взаимодействующих фаз. Для создания поперечного движения фаз предложена ситчатая насадка [74], отверстия в которой выполнены под углом к плоскости диска. Проходя через такие отверстия, фазы приобретают горизонтальную составляющую скорости движения. Однако в связи с тем, что в вибрационных аппаратах применяют диски небольшой толщины (всего 2-3 мм), длина наклонных каналов невелика. Это определяет слабое поперечное движение фаз, которое может быть достигнуто в таких аппаратах. Утолщение дисков, оборудование отверстий наклонными патрубками, а также оснащение отверстий специальными поворотными насадками [37] усложняет и утяжеляет конструкцию и поэтому неперспективно для вибрационных аппаратов.

3.7.7. Ситчатые насадки в форме усеченных сфер

В то же время заслуживает внимания ситчатая насадка, имеющая форму усеченных сфер [1,75] с цилиндрическими и особенно с коническими отверстиями. Отверстия в таких дисках в зависимости от их расстояния от центра диска имеют различный угол наклона к вертикальной оси, в направлении которой совершается вибрация дисков. Это способствует более активному радиальному перемешиванию фаз. Схема устройства ёмкостного аппарата с такими дисками показана на рис. 3.9.

3.7.8. Цилиндрические насадки с сетчатым днищем и шарами

Всесоюзным научно-исследовательским институтом металлургии предложен вибрационный смеситель [38], с корпусом со штуцерами входа и выхода обрабатываемой среды, внутри которой установлены закреплённые на штоке перемешивающие элементы. Они выполнены в виде полых цилиндров с сетчатыми днищами и заполнены на 10-35% шарами. Цилиндры разделены вертикальными перегородками на секции. Совокупность поступательного движения рабочей среды и возвратно-поступательного движения полых цилиндров с шарами вызывает образование в цилиндрах псевдоожиженного слоя шаров, что создаёт при прохождении через этот слой рабочей среды

лучшие условия перемешивания. При этом наличие тангенциальных напряжений, возникающих при соприкосновении шаров, создаёт условия для их самоочистки. Применение устройств в виде цилиндров с сетчатыми днищами, при условии использования псевдоожиженного слоя позволяет использовать сетки с максимальным проходным сечением.

3.7.9. Сопряженные и газожидкостные механические колебательные системы

Главным конструкторским бюро Научно-производственного объединения "Энергия" предложен вибрационный смеситель [39]. Показанный на рис. 3.25 смеситель содержит вертикальный цилиндрический корпус 1 со штуцерами 3 и 4 входа и выхода жидкой среды, внутри которого размещен вертикальный шток 5 с подпружиненными инерционными

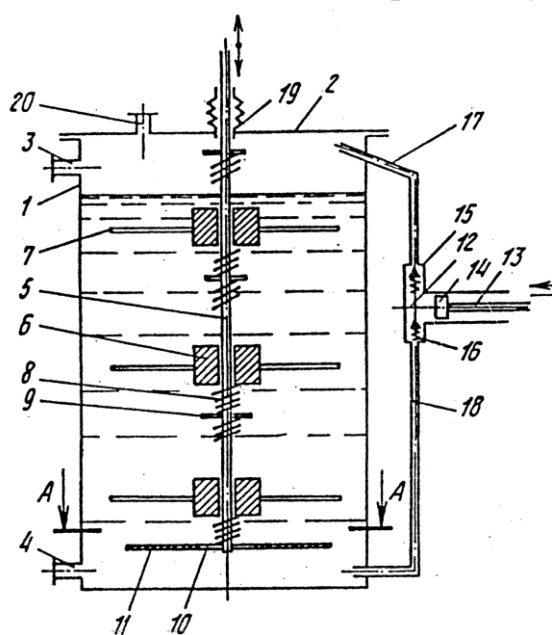


Рис.3.25. Вибрационный смеситель

перемешивающими элементами 6 с радиальными лопастями 7. Шток соединен с вибратором. Смеситель отличается от описанного выше тем, что снабжен кольцевой пластиной 11, закреплённой горизонтально на нижнем конце штока. Дополнительный элемент для возбуждения колебаний газожидкостной системы выполнен в виде импульсного газового дозатора 12, подключенного своей всасывающей стороной через трубопровод 17 к верхней части корпуса, а нагнетательной стороной через трубопровод 18 - к нижней части корпуса вблизи днища. Таким образом, в рабочем объёме смесителя одновременно

осуществляются резонансные колебания нелинейной газожидкостной системы и механической колебательной системы, что обеспечивает высокую интенсивность процесса массообмена между перемешивающими компонентами.

3.7.10. Фасонные насадки

Фасонные насадки иногда называют "просечными". К ним относятся насадки, состоящие из дисков (тарелок) с отверстиями и направляющими лопатками. Как правило, отверстия в дисках имеют некруглую конфигурацию. Направляющие лопатки отверстий получают штамповкой. Подобные насадки нашли широкое применение при проведении массообменных процессов в

аппаратах, работающих как с наложением, так и без наложения низкочастотных колебаний. Направляющие лопатки создают в дисках наклонные каналы, проходя через которые рабочие среды приобретают горизонтальную составляющую скорости движения. В зависимости от расположения отверстий и направления отгиба направляющих лопаток соседних отверстий или соседних рядов отверстий относительно друг друга удаётся получать различные направления движения рабочих сред на диске (тарелке). Так, на тарелках ГИАП-3 [40] обеспечивается движение сред в радиальном направлении - к центру и от центра аппарата, на тарелках Бредли [76,89] и КРИМЗ [41] - по концентрическим окружностям, на различных тарелках Киттеля [77] - в радиальном направлении и по концентрическим окружностям, на тарелках ГИАП-2 [10] - в поперечном направлении, на тарелках МИХМа [42] обеспечивается встречное движение рабочих сред, прошедших через отверстия, расположенные в соседних рядах и т.д. Особенно целесообразно применение фасонной насадки в процессах, протекающих в системах жидкость - жидкость, жидкость - твёрдое тело, жидкость - газ - твёрдое тело при наложении на взаимодействующие фазы низкочастотных колебаний. Фасонные насадки могут иметь большое свободное сечение, достигающее в ряде случаев 50% и более, а наличие направляющих лопаток, отогнутых под углом $25-30^\circ$, обуславливает большую "глухую" площадь насадки в плане, через которую происходит наложение вибрационных колебаний на рабочие среды.

3.7.11. Фасонные насадки Киттеля

Киттель [77] предложил конструкцию фасонной насадки, в которой диски имеют отверстия, выполненные путём прямолинейной просечки тела диска и

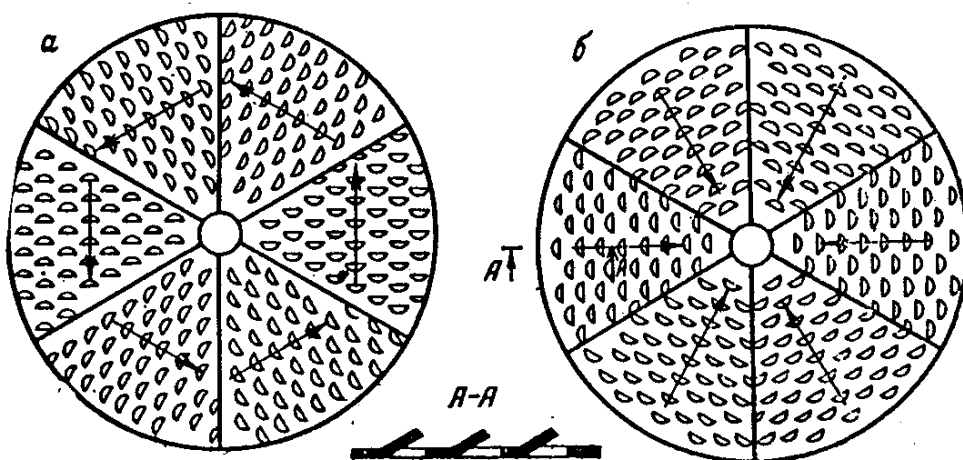


Рис.. 3.26. Насадки Киттеля

прогиба (вытяжки) одного края, получившегося при просечке отверстия. Таким образом, направляющим лопаткам придают чешуйчатую форму. В зависимости от ориентации чешуек на дисках насадки рабочие среды, проходящие через отверстия в дисках, приобретают вращательное (рис. 3.26,а) или радиальное (рис. 3.26) направление движения.

3.7.12. Фасонные насадки Бредли

Диски насадки Бредли [76, 89] (рис. 3.27) выполнены с отверстиями, каждое из которых имеет по одной направляющей лопатке, и отбойными пластинами. Направляющие лопатки расположены по окружности, благодаря чему рабочие среды получают вращательное движение. Назначение

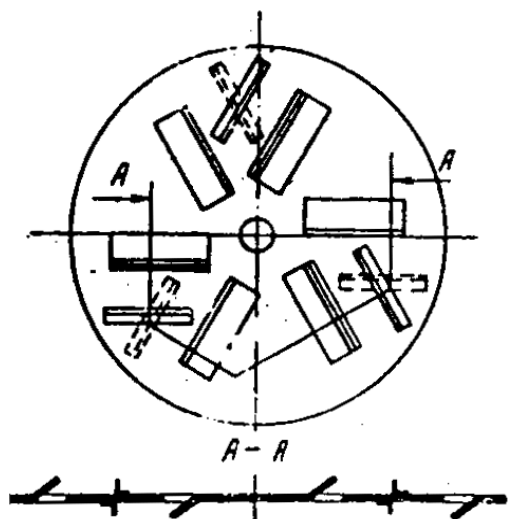


Рис.3. 27. Насадка Бредли

вертикальных отбойных пластин - создание дополнительной турбулизации фаз, а также создание препятствий к закручиванию фаз, потому что при значительной разности плотностей взаимодействующих фаз может возникнуть их центробежная сепарация. Живое сечение насадки Бредли составляет 15-18 %. Сведений о применении насадки, целиком состоящей из дисков Бредли, не имеется. Насадка Бредли фактически явилась прототипом более совершенных фасонных насадок, к которым относятся насадка КРИМЗ и насадки ГИАП.

3.7.13. Фасонные насадки КРИМЗ

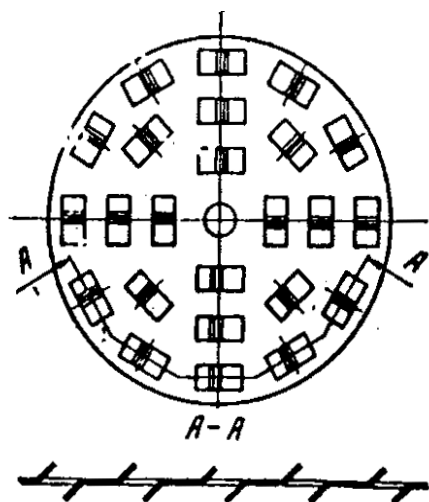


Рис.3.28. Насадка КРИМЗА

Насадка КРИМЗ [41] (рис. 3.27) представляет собой набор горизонтальных дисков, имеющих прямоугольные отверстия, каждое из которых снабжено двумя направляющими лопатками, расположенными с разных сторон диска параллельно друг другу и наклонно к плоскости диска. Угол наклона (α) может выбираться в пределах 10-60°. Отверстия в дисках насадки КРИМЗ располагают по концентрическим окружностям, а боковые грани направляющих лопаток по касательным к указанным окружностям. Направления лопаток

соседних дисков насадки пересекаются под углом 2α . Прямоугольная форма отверстий и наличие у каждого отверстия двух параллельных направляющих лопаток создают четкую конфигурацию наклонных каналов и, следовательно, обеспечивают более упорядоченное движение фаз. Ориентация направляющих лопаток по касательным к концентрическим окружностям ведёт к тому, что взаимодействующие фазы в пространствах между дисками приобретают вращательное направление движения. Поскольку направления лопаток соседних дисков пересекаются под углом 2α , в каждом межтарельчатом пространстве обеспечивается вращение фаз, постоянное по направлению и отличное от направления вращения фаз в соседних межтарельчатых пространствах. Для того чтобы направления лопаток соседних дисков пересекались под углом 2α , диски насадки КРИМЗ изготавливают двух типов, отличающихся направлением отгиба лопаток и создающих как бы "правое" и "левое" вращение сред, т.к. простое переворачивание дисков не влечет за собой изменения направления вращения. При сборке насадки КРИМЗ "правые" и "левые" диски чередуют. Эти насадки были исследованы в аппаратах различных размеров и внедрены в промышленные пульсационные колонны. Насадка КРИМЗ испытывалась также в промышленных условиях в вибрационных колоннах. Создаваемое насадками КРИМЗ вращательное движение фаз уменьшает поперечную неравномерность распределения потоков. Однако указанный положительный эффект проявляется при сравнительно небольших разностях плотностей взаимодействующих фаз, при значительных же разностях плотностей, например, при работе с системами «газ-жидкость», «жидкость - тяжелая твёрдая фаза», наблюдается обратный эффект. С целью увеличения зоны перемешивания авторами Л.З.Назировой, Д.А.Кокуриной и А.В.Губановым предложено выполнить направляющие элементы не в виде лопаток, а в виде радиально расположенных сопел [43]. Сопла преимущественно выполняются из конических трубок с соотношением диаметров 1:2:3, и с расстоянием между двумя соседними дисками, равным $2/3$ диаметра диска.

3.7.14. Фасонные насадки УНИ

Уфимским нефтяным институтом предложена насадка для пульсационных и вибрационных массообменных аппаратов [80], включающая набор горизонтальных дисков с прямоугольными отверстиями, расположенными по концентрическим окружностям, каждое из которых снабжено двумя направляющими лопатками, отогнутыми по разные стороны диска параллельно друг другу и наклонно к плоскости диска. Насадка снабжена вертикальными перегородками с прямоугольными отверстиями с лопатками, отогнутыми наклонно к плоскости перегородок, при этом перегородки установлены радиально по обе стороны дисков, лопатки верхних перегородок направлены к периферии, а нижних - к центру дисков (рис. 3.29).

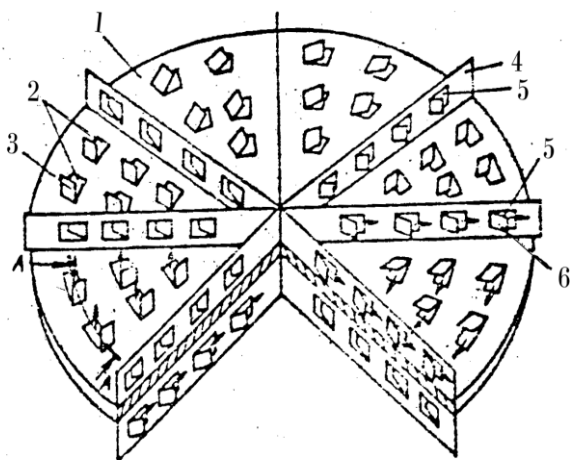


Рис.3.29. Насадки для пульсационных и вибрационных массообменных аппаратов

Вертикальные перегородки препятствуют закручиванию потоков, сепарации фаз и способствуют дополнительному дроблению капель дисперсной массы, т.е. увеличению поверхности контакта фаз и дополнительной турбулизации сплошной фазы, а значит увеличению поперечного перемешивания потоков и уменьшению продольного перемешивания фаз. Снабжение же вертикальных перегородок прямоугольными отверстиями с наклонными лопатками позволяет изменять направления

потоков, т.е. создавать сложное поперечное движение фаз, уменьшающее продольное перемешивание и интенсифицирующее процесс массопередачи. Учитывая достоинства и недостатки насадок Бредли и КРИМЗ, в Государственном научно-исследовательском институте азотной промышленности и продуктов органического синтеза (ГИАП) при создании колонной аппаратуры с вибрирующей насадкой было разработано несколько новых типов фасонной насадки.

3.7.15. Насадки ГИАП

1. Насадка ГИАП-1 [45] представляет собой модификацию насадки КРИМЗ. Каждый диск насадки имеет срез по хорде, отсекающий от 5 до 15% площади диска. Насадка собирается так, чтобы срезы соседних дисков располагались у противоположных сторон корпуса аппарата. Такая конструкция позволяет достичь активного поперечного перемешивания фаз без их сепарации. Пакет насадки из 47 дисков испытывался в промышленных условиях в колонных вибрационных экстракторах диаметром 850 мм и высотой 6 м. При этом оба экстрактора обеспечили полную производительность производства.

2. Насадка ГИАП-2 [10] представляет собой набор горизонтальных дисков с прямоугольными отверстиями, снабженными направляющими лопатками. Отличительной особенностью этой насадки является ориентация больших сторон прямоугольных отверстий и боковых граней лопаток вдоль параллельных линий. Диски могут иметь сегментообразные срезы, в этом случае линии расположения больших сторон отверстий должны быть перпендикулярны линии среза (рис. 3.30). Расположение направляющих лопаток вдоль параллельных линий, а не вдоль концентрических окружностей, как у насадок Бредли и КРИМЗ, создаёт активное поперечное движение рабочих сред и полностью исключает их вращение и центробежную сепарацию.

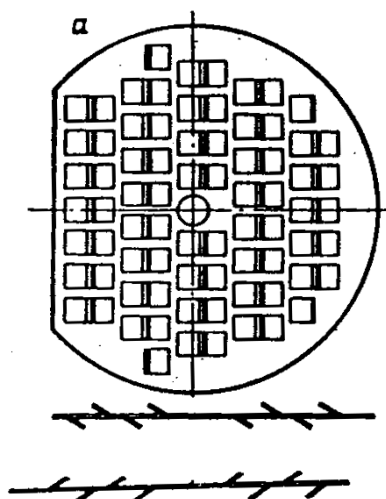


Рис.3.30. Насадка ГИАП-2

направляющих лопаток вдоль радиальных линий. Диски имеют круглую форму без срезов. Радиальное расположение лопаток способствует созданию радиального направления рабочих сред в межтарельчатых пространствах.

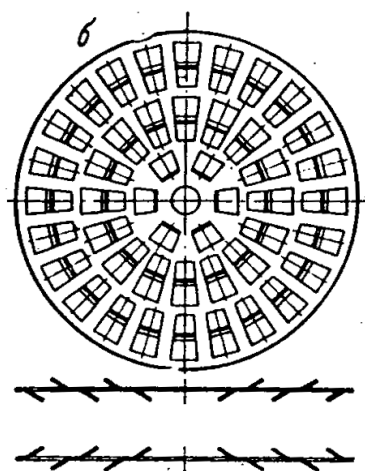


Рис. 3.31. Насадка ГИАП-3

Наличие у дисков насадок ГИАП-1 и ГИАП-2 сегментообразных срезов увеличивает их свободное сечение, а, следовательно, и производительность аппарата, одновременно несколько ухудшая условия подведения внешней энергии и секционирования. Результаты лабораторных и опытно-промышленных испытаний насадок ГИАП-2 [53] позволили рекомендовать эту насадку к широкому промышленному внедрению. Насадка ГИАП-3 [40], представляющая собой набор горизонтальных дисков с прямоугольными или трапецидальными (рис. 3.31) отверстиями и направляющими лопатками, характеризуется расположением продольных осей отверстий и направляющих лопаток вдоль радиальных линий. Диски имеют круглую форму без срезов. Радиальное расположение лопаток способствует созданию радиального направления рабочих сред в межтарельчатых пространствах. Трапецидальная форма отверстий позволяет более плотно компоновать отверстия на дисках и тем самым увеличивать её свободное сечение. Сборка насадки ГИАП-3 ведётся так, чтобы линии, проведенные вдоль направляющих лопаток соседних дисков, пересекались под углом 2α , что достигается чередованием переворотов дисков при сборке на 180° . Соблюдение указанного порядка сборки обеспечивает чередование направления радиального движения фаз к центру аппарата и к его периферии в соседних межтарельчатых пространствах.

3.7.16. Насадки УНИ для пульсационных вибрационных массообменных аппаратов

Уфимским нефтяным институтом предложено снабжать горизонтальные диски вертикальными отбойными перегородками (рис. 3.32), установленными по концентрическим окружностям по обе стороны дисков между отверстиями и имеющими отогнутые под прямым углом к плоскости лопаток перфорированные кромки с надрезами [46]. Отбойные перегородки, снабженные перфорированными кромками, способствуют образованию

сложного движения в межтарельчатом пространстве, устраняют застойные зоны, уменьшают продольное перемешивание, увеличивают дробление дисперсной фазы, что, в свою очередь, способствует увеличению поверхности контакта и интенсификации рабочего процесса.

Для того чтобы при работе вибрационного колонного аппарата диски насадки могли беспрепятственно совершать колебательные движения, а также

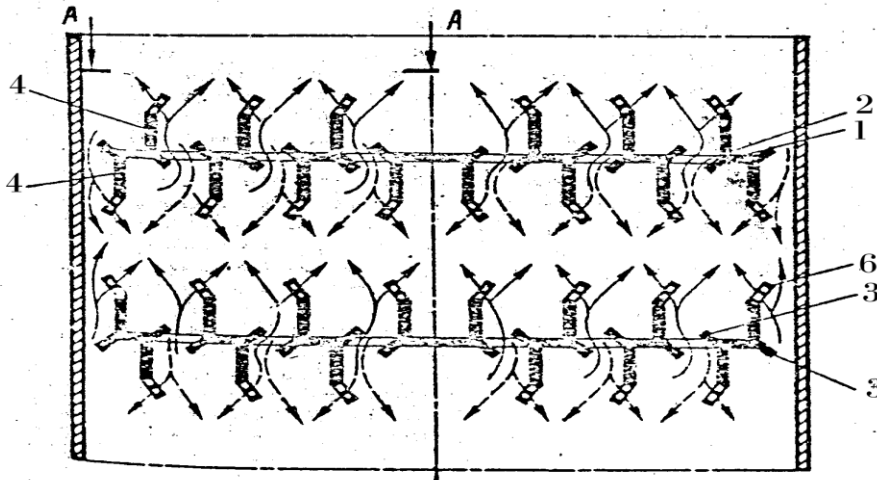


Рис. 3.32. Насадка для пульсационных вибрационных массообменных аппаратов

для облегчения сборки аппарата, между дисками насадки и стенками корпуса аппарата должен быть зазор. Минимальная величина зазора диктуется точностью изготовления дисков и их сборки, а также допускаемой машиностроительными нормами эллипсностью цилиндрических обечаек, и зависит от высоты и диаметра корпуса аппарата. Так, в колонных вибрационных аппаратах диаметром 1200 мм и высотой рабочей части 10 м указанный зазор должен быть не менее 15 мм на сторону с дальнейшим увеличением диаметра и высоты аппарата зазор должен быть увеличен. Зазор между краями дисков и стенкой корпуса создаёт условия для байпасного прохода части взаимодействующих потоков вдоль стенок аппарата, что ведёт к увеличению продольного перемешивания фаз и поперечной неравномерности потоков. Вредное влияние этих явлений наиболее ощутимо сказывается в аппаратах, снабженных насадками с малым свободным сечением, у которых нет устройств для создания активного перемешивания рабочих сред в горизонтальном направлении, в результате чего через зазор, являющийся байпасом, беспрепятственно проходит значительная часть рабочих сред.

3.7.17. Фасонные насадки ГИАП-4

В насадке ГИАП-4 [47] (рис. 3.33) предусмотрено создание условий для уменьшения вредного влияния зазоров между дисками насадки и корпусом вибрационного аппарата. Характерной особенностью насадки является наличие на её периферийной кромке радиальных надрезов и отгиба образовавшихся при этом лопаток на некоторый угол, причем так, чтобы соседние лопатки были бы отогнуты в разные стороны. Угол отгиба рекомендуется $10-60^\circ$, оптимальным является угол $25-30^\circ$. При вибрации такой насадки благодаря гидроударам жидкости о периферийные направляющие лопатки происходит активное радиальное перемещение рабочих сред, находящихся в указанном зазоре или в непосредственной близости от него. При этом происходит гидравлическое перекрытие зазора и турбулизация пристеночных слоёв.

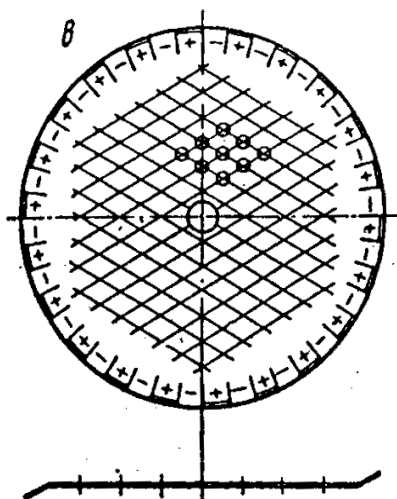


Рис.3.33. Насадка ГИАП-4

Последнее важно как при проведении массообменных процессов, так и при осуществлении теплообмена через стенку.

Изготовление периферийной кромки дисков в виде направляющих лопаток является несложной операцией и может быть рекомендовано для аппаратов, снабженных как ситчатой, так и фасонной насадкой.

3.7.18. Жалюзийная насадка

Жалюзийная насадка представляет собой набор тарелок, состоящих из плоских или конических жалюзей. Свободное сечение такой насадки может достигать 75 и даже 90 %, что представляется весьма перспективным для создания аппаратов большой единичной мощности. Проверка работоспособности жалюзийной насадки в опытно-промышленном масштабе подтвердили высокую пропускную способность колонны, однако полученные при этом значения энергозатрат оказались в 7-10 раз выше, приведенных в литературе [53].

3.7.19. Проволочная насадка

В вибрационном аппарате, предложенном Р. Велеком и др. [91], в качестве вибрирующей насадки использован рулон проволочной сетки, закреплённый на

штанге. Испытания выявили большую пропускную способность аппарата. Сведений о промышленном применении аппарата с такой насадкой нет.

3.7.20. Секционирующие устройства

Основными факторами, отрицательно влияющими на эффективность колонных массообменных аппаратов, является продольное перемешивание рабочих сред и поперечная неравномерность потоков и концентраций. Оба эти фактора уменьшают полезную разность концентраций компонентов и таким образом снижают движущую силу процесса.

Одним из эффективных способов борьбы с продольным перемешиванием является секционирование колонных аппаратов, что позволяет в известной мере приблизить гидродинамический режим в реальных аппаратах к режиму идеального вытеснения.

3.7.20.1. Продольные вертикальные подвижные перегородки

М. З. Максименко, Р. Т. Бикташев [48,49] предложили две конструкции вибрационных аппаратов с продольным секционированием вертикальными сплошными перегородками, установленными между вибрирующими перфорированными дисками. Эти перегородки совершают вибрационные колебания вместе с дисками и фактически являются неотъемлемой частью насадки. Наличие вибрирующих секционирующих перегородок увеличивает массу подвижных частей, что ведёт к повышенному расходу энергии и усложняет конструкцию.

При горизонтальном секционировании рабочая зона аппарата разбивается на ряд секций, расположенных друг над другом. При этом внутри каждой секции стараются добиться активного перемешивания фаз, тогда как через секционирующие устройства фазы должны проходить в определённом направлении, т.е. тяжелая вниз, а лёгкая вверх.

Хотя дисковая насадка, используемая в вибрационных аппаратах, сама создаёт некоторый секционирующий эффект, величина которого в определённой мере зависит от конструкции насадки, в ряде случаев в вибрационных аппаратах устанавливают специальные устройства, производящие горизонтальное секционирование рабочей зоны. М. Фенске и Р. Лонг [78, 86] предложили конструкцию колонны с вибрирующей насадкой, в которой между сдвоенными перфорированными дисками, установленными на равном расстоянии по всей высоте колонны и закреплёнными на подвижной штанге, были смонтированы неподвижные кольцевые перегородки с центральными отверстиями, имевшими диаметр, равный $1/3$ - диаметра колонны, что составляет примерно 10 % свободного сечения. Экстрактор обладал высокой эффективностью, но в тоже время малой производительностью из-за недостаточного свободного сечения секционирующих перегородок.

3.7.20.2 Неподвижные кольца и днища

Н. И. Гальперин, В. Л. Пебалк, Ю. К. Чехомов провели исследование основных характеристик работы нескольких разработанных ими конструктивных вариантов вибрационных колонных экстракторов, снабжённых вибрирующими перфорированными дисками и секционирующими устройствами, выполненными в виде неподвижных колец и дисков. Варианты отличаются друг от друга числом секционирующих колец и дисков. Установлено, что при одинаковой интенсивности с увеличением числа секционирующих устройств к.п.д. ступени растёт. В то же время, при отсутствии секционирующих устройств и при большой интенсивности вибраций к.п.д. ступени падает. Насадка со сдвоенными дисками обеспечивает более высокий к.п.д., чем с одинарными. Эти же авторы предложили оригинальную конструкцию вибрационного экстрактора [50], секционированного пакетами из гофрированных полос. Предложенная конструкция обеспечивала активное взаимодействие фаз в смесительных зонах и достаточно хорошее секционирование в криволинейных каналах, образуемых перфорированными полосами пакетов, которые имеют большое свободное сечение.

3.7.20.3. Глухие неподвижные перегородки с гидрозатвором

А. А. Винтером, И. Я. Городецким, В. М. Олевским и др. [51] разработана конструкция вибрационного колонного аппарата, секционированного глухими неподвижными перегородками с гидрозатворами, выполненными в виде колпачков. Штанга в месте прохода через секционирующую перегородку также снабжена колпачком. Колпачки дают высокий секционирующий эффект и могут использоваться в вибрационных и пульсационных аппаратах.

В [53] приведено несколько вариантов конструктивного исполнения секционирующих устройств, а также результаты их исследований в составе аппаратов.

Хотя установка дополнительных секционирующих устройств и ведёт к повышению эффективности массообмена, применение их в промышленных аппаратах ограничено, поскольку такие устройства, как правило, уменьшают свободное сечение аппаратов, снижая тем самым их пропускную способность. Кроме того, установка секционирующих устройств утяжеляет и усложняет аппараты. При этом следует учитывать, что определённым секционирующим эффектом обладают сами насадки. Использование фасонных насадок в большинстве случаев позволяет обойтись без введения в аппарат специальных секционирующих устройств.

Заключение

Приведенные в аналитическом обзоре схемы аппаратов, в которых предусмотрены низкочастотные вибрационные воздействия на обрабатываемые среды, могут служить прототипами для создания кристаллизаторов сахарного и

крахмалопаточного производств. Наиболее перспективными с точки зрения простоты реализации при достижении эффектов интенсификации тепломассообмена являются аппараты с дисковыми насадками на штоках, совершающих возвратно-поступательные перемещения.

Однако, окончательные решения по кинематике вибрирующей насадки и геометрии отверстий в дисках могут быть приняты после экспериментальной проверки эффективности насадок с различными параметрами применительно к конкретному технологическому процессу и аппарату.

ПРОЦЕССЫ КРИСТАЛЛИЗАЦИИ В УСЛОВИЯХ ВИБРАЦИОННЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ

4.1. Интенсификация процесса кристаллизации

Сахарный утфель является сложной гетерогенной многокомпонентной нестационарной системой, в которой одновременно протекают сложные тепло-массообменные и физико-химические процессы. Взаимное влияние этих процессов определяет время протекания процесса, условия формирования твердой фазы, а также энергетические затраты на проведение процесса кристаллизации.

В настоящее время кристаллизацию сахара проводят в вакуум-аппаратах и мешалках-кристаллизаторах. Используемые методы интенсификации процесса, т.е. усиление циркуляции за счет вдува пара, применения перемешивающих устройств, а также ввода различного рода химических добавок и др. себя практически исчерпали.

Для интенсификации процесса кристаллизации анализируют наиболее эффективные виды энергетических воздействий на систему, а также оптимальные режимы ведения при этом технологического процесса. Это дает возможность снизить энергетические затраты на проведение процесса кристаллизации сахара, улучшить гранулометрический состав кристаллов, а также уменьшить металлоемкость кристаллизационного оборудования.

Одной из самых важных задач исследований процесса кристаллизации является выяснение влияния различных физических факторов и воздействий на скорость роста кристаллов и коэффициенты теплоотдачи при уваривании сахарных утфелей, которые должны быть основой расчета эффективных испарителей-кристаллизаторов, а также определение скоростей растворения кристаллов сахара, - всего того, что необходимо для разработки высокопроизводительного клеровочного оборудования.

Для интенсификации процесса кристаллизации сахара используют механические, гидродинамические, физико-химические воздействия. В частности, наиболее распространенным является применение перемешивающих устройств (мешалки, шнеки, турбинки), а также устройства для вдува пара или газа, позволяющие увеличить скорость циркуляции утфеля. Используют также колебания давления вторичного пара, температуры, низкотемпературные режимы проведения процесса кристаллизации, подвод поверхностно активных веществ [3, 9, 17, 20, 24].

В промышленности чаще всего используют интенсифицирующие воздействия на параметры процесса. Очевидно, это связано с дополнительными затратами энергии. Наиболее эффективными являются энергетические воздействия, влияющие на сопротивление процессу кристаллизации. Наиболее перспективными среди таких воздействий являются ультразвуковые и вибрационные методы интенсификации теплообменных процессов,

причем более перспективными являются резонансные режимы проведения процесса, которые, например, для вибрационных методов интенсификации происходят при частотах порядка 50-200 Гц.

Одним из основных направлений повышения производительности технологического производства является разработка нового высокоэффективного оборудования (машин и аппаратов), которое обеспечивает значительную интенсификацию протекающих в нем процессов. В многофазных системах это возможно осуществить путем подведения дополнительной энергии, которая приводит к усилению межфазного взаимодействия. Анализ литературных источников показал, что наиболее эффективным способом интенсификации тепло- и массообмена в многофазных средах является подвод энергии к системе путем наложения низкочастотных механических колебаний.

Исследования показали, что использование вибраций значительно интенсифицирует процессы экстракции [7], ректификации [3], теплообмена в пищевой и химической промышленности. При этом в качестве вибрирующего органа используют различного рода насадки [20] и распределители. Вибрационные технологии также позволяют интенсифицировать процессы флотации [14], осаждения [6], дегазации жидкостей [6], центрифугирования [1,22], фильтрования [27] и др.

При наложении вибрации на многофазные среды появляется возможность увеличивать скорость взаимного перемещения фаз, управлять направлением движения составляющими многофазной системы и сегрегацией твердых частиц в объеме системы, интенсифицировать перемешивание многофазной среды. Все эти явления, которые возникают от наложения на многофазную среду механических колебаний, могут быть использованы как в существующих технологических процессах, так и для создания новых техпроцессов.

Результаты многочисленных исследований влияния вибрации на процессы тепло- и массообмена при уваривании сахарных утфелей и растворов, а также на процессы растворения сахара приведены в [9, 3, 26, 8, 31]. На эффективность вибрации при растворении сернокислого алюминия обращается внимание в работах [17, 26], в которых указывается на увеличение *скорости растворения* в 20 раз.

В работе [8] описано влияние колебаний на *процесс роста* паровых пузырей в утфеле. Показано, что частоты до 20 Гц на частоту парообразования не влияют.

Давно известно о положительном влиянии перемешивания на *скорость кристаллизации*. Влияние механического перемешивания растворов на фазовые превращения такое же, как и действие ультразвука, магнитного поля, радиации и тому подобное. Можно считать, что сжатия и разрежения, возникающие при интенсивном перемешивании, вызывают дополнительные флуктуации, что ускоряет кристаллообразование [25].

Без перемешивания растворов и при небольшой частоте перемешивания (200 об/мин.) кристаллы появляются медленно. С увеличением частоты до 1000 об/мин. скорость возникновения центров новой фазы возрастает в 5 раз (рис. 4.1) [25]. Интересно знать влияние вибровоздействий звукового диапазона на

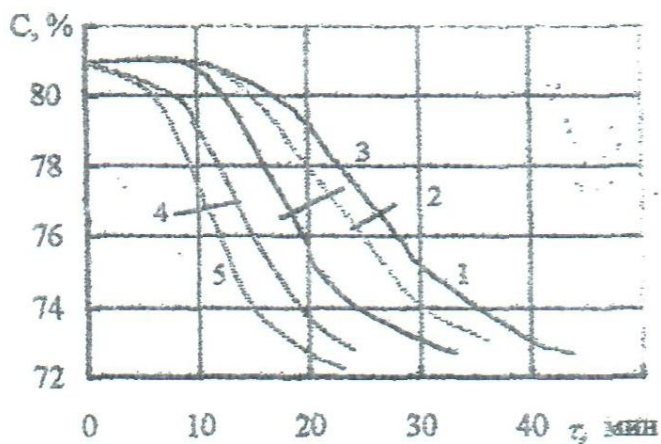


Рис. 4.1. Изменение концентрации раствора сахара во времени при коэффициенте переобогащения $\alpha = 1,6$; температуре 50°C и различной частоте перемешивания. Частота перемешивания раствора [об/мин]: 1 – 200; 2 – 300; 3 – 600; 4 – 800; 5 – 1000

скорость роста кристаллов. Такие работы проводились [2, 15, 24] и дали положительный результат. Так в [30] указывается на увеличение скорости кристаллизации в десятки раз, а в [2] – на порядок.

Влияние ультразвуковых колебаний на кристаллизацию исследовалось давно [2, 24, 25, 11]. Эффект увеличения скорости кристаллизации отмечают все авторы. Так, в [11] отмечается, что линейная скорость роста кристаллов в ультразвуковом поле больше, чем скорость роста без облучения. При этом она зависит от частоты и местоположения в

поле растущего кристалла: в узле ультразвуковой волны линейная скорость меньше, а в пучности больше. Все исследования проводились на частотах менее 1 МГц. К сожалению, в литературе все обобщения экспериментов заключались в констатации фактов и объяснении ускорения роста перемешиванием. Как искать частоты, на которых скорость кристаллизации максимальна, ответа не дается.

В некоторых работах [28, 11, 5, 13] проводились исследования по выяснению влияния на скорость кристаллизации электрического и магнитного полей. Так, в [28] с помощью математического моделирования и экспериментов установлена возможность интенсификации процесса кристаллизации сахара из раствора внешним электрическим полем. В опытах по кристаллизации сахарозы из растворов концентрацией сухих веществ (СВ) – 80 % и более – наблюдалось существенное ускорение процесса под действием электрического поля высокого потенциала напряжением $U=5-10$ кВ.

При $U=5$ кВ процесс кристаллизации ускорялся в 1,5–1,8 раз; при $U=10$ кВ – в 4–5 и более раз, в зависимости от концентрации. Введение нестационарного поля способствовало еще большей интенсификации.

Надо сказать, что механизм действия электрических и магнитных полей на кристаллизацию еще недостаточно ясен [29]. В известной степени он связан с ориентирующим действием полей.

Существующие кинетические модели позволяют практически адекватно описывать процесс роста кристаллов. Так, в работе [15] приведена стохастическая модель массового роста и растворения кристаллов под воздействием механических колебаний, позволяющая вычислять скорость роста кристаллов по известным кинетическим коэффициентам

$$W(\Delta) = A/(2B) + A\Delta - A^2/(2B)\sqrt{1+4B\Delta/A},$$

где W - скорость роста кристаллов; Δ - пересыщение раствора;
 A, B - кинетические коэффициенты.

Из всего вышесказанного можно сделать вывод, что любые физические воздействия, изменяющие энтропию раствора, будут влиять, в большей или меньшей степени, на кристаллизацию. Судя по проведенным исследованиям [2, 4, 5, 11, 13, 15, 19, 23, 25, 28, 29, 30], самым перспективным направлением исследований является кристаллизация под воздействием колебаний разной частоты. Так как не существует обобщенной теории, объясняющей на количественном уровне процесс изменения скорости кристаллизации под влиянием колебаний, встает задача определения диапазона частот, в котором ожидаемая скорость роста кристаллов будет максимальной.

Влияние амплитуды ($A=2-6,5$ мм) и частоты ($f=0-50$ Гц) колебаний на интенсивность теплоотдачи изучалось в [31]. Результаты указывают на увеличение в несколько раз коэффициента теплоотдачи. Увеличивается также скорость роста кристаллов сахара. Так, при амплитуде $A=1$ мм скорость кристаллизации увеличивается на 40 %.

Важна взаимосвязь этих двух величин, т.е. A и f , которые определяют развиваемое системой от наложения вибраций ускорение. Следует также отметить, что фундаментальные исследования в области динамики многофазных сред начались недавно. В связи с этим существует необходимость разработки математических моделей, способных дать оценку области наиболее эффективного воздействия вибрации на тепло- и массообмен в исследуемой системе.

Очевидно, что для определения влияния механических колебаний на процессы тепло- и массообмена при уваривании сахарных сиропов и утфелей, при растворении кристаллов сахара, для расчета технологических процессов и вибрационного оборудования необходимо иметь данные по коэффициентам теплоотдачи, скоростям роста и растворения кристаллов, по областям оптимального воздействия вибраций на сахарные утфеля и сиропы. Поэтому остановимся на:

- определения оптимальных зон воздействия вибраций на тепло- и массообмен;
- разработке математической модели для оценки оптимальных областей;
- определения коэффициентов теплоотдачи;
- детальном изучении процесса кристаллизации и растворения сахара (с определением удельных и массовых скоростей роста кристаллов и растворения сахара).

4.2. Модель кристаллизации с учетом воздействия механических колебаний на дисперсную систему

Вибрация ускоряет кристаллизацию за счет дополнительного перемешивания межкристального раствора, увеличения относительной

скорости движения кристаллов и межкристалльного раствора, уменьшения толщины диффузионного слоя («дворика кристаллизации») и ускорения «доставки» молекул сахара к кристаллам.

Из таких же качественных соображений можно прогнозировать влияние амплитуды на скорость роста кристаллов (рис. 4.2). При $A > A_{\text{опт}}$ скорость роста будет уменьшаться, т.к. молекулы сахара будут иметь энергию больше необходимой для транспортировки к месту кристаллизации и будут отталкиваться от кристалла, а не встраиваться в кристаллическую решетку.

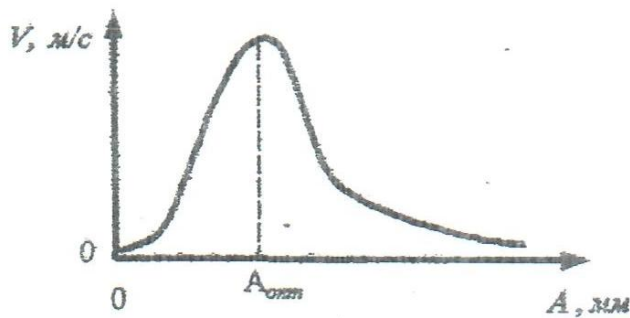


Рис. 4.2. Априорная зависимость линейной скорости роста кристалла от амплитуды виброколебаний

Следовательно, важно найти $A_{\text{опт}}$, т.к. при такой амплитуде скорость роста кристаллов максимальна. Следует заметить, что $A_{\text{опт}}$ может зависеть от частоты колебаний, а вернее, скорость кристаллизации является функцией, в которую входят эти две величины.

Рассматриваемая модель является простейшей. Поэтому по ходу выводов примем некоторые допущения и предположения, которые упрощают ход решения без

искажения физической сути модели и конечного результата.

Рассмотрим влияние частоты на скорость роста кристаллов (на существование этой зависимости указывается в [21]). Определим оптимальную частоту f , при которой будет максимальная скорость кристаллизации.

Выделим в жидкости некоторый объем. Сила, действующая на него, равна интегралу [17].

$$- \oint p df,$$

взятому по поверхности рассматриваемого объема. Здесь p — давление в жидкости, а df — элемент поверхности. Так как мы рассматриваем раствор в поле тяжести (сахара в воде), то к давлению следует добавить архимедову силу, возникающую вследствие неравномерности концентрации раствора вблизи поверхности кристалла. Полная сила, действующая на малый объем жидкости у поверхности кристалла, будет равна

$$- \oint p df - \oint g c dV.$$

Заметим, что $dV \frac{1}{df} = dr$. Преобразуем этот интеграл в интеграл по объему

$$- \oint p df - \oint g c dV = - \int \text{grad } p dV - \iint g \text{ grad } c dr dV.$$

Отсюда видно, что на каждый элемент объема dV раствора действует сила - $[grad p + g grad c dr]dV$. Другими словами, на единицу объема раствора действует сила - $[grad p + g grad c dr]$

Теперь можно написать уравнение движения элемента объема раствора, приравняв силу произведению массы единицы объема ρ раствора на его полное ускорение dw/dt

$$\rho \frac{dw}{dt} = -grad p - g \Delta c,$$

где Δc - разность концентраций пересыщения и насыщения (т.е. концентраций в объеме жидкости и у границы кристалла).

Так как полная производная равна

$$dw/dt = \partial w / \partial t + (w \nabla) w,$$

то окончательно получим

$$\partial w / \partial t + (w \nabla) w = -1/\rho grad p - g \Delta \bar{c}; \quad (4.1)$$

$$\Delta \bar{c} = \Delta c / \rho.$$

Введем теперь некоторые упрощения с учетом того, что процесс роста кристалла идет очень медленно по сравнению со скоростью изменения давления и температуры. Поэтому вязкостный и температурный члены, присутствующие в полном уравнении (4.1), учитывать не будем. По этой же причине будут малы величины $grad p$. Так как по условиям эксперимента получается, что амплитуда (намного) меньше длины волны колебаний $A \ll \lambda$, то можно отбросить и член $(w \nabla) w$. Таким образом, получаем уравнение

$$\partial w / \partial t = -g \Delta \bar{c}. \quad (4.2)$$

Обезразмеривание величин и домножение первой (левой) и второй (правой) части на $(R_0 + l)^3 / \nu^2$ (где $(R_0 + l)$ - характерный линейный размер, равный сумме половины размера кристалла и размера пограничного слоя, ν - кинематическая вязкость), приводит к результату

$$Re^2 \partial \bar{w} / \partial \bar{t} = -Gr_c, \quad (4.3)$$

где Gr_c - концентрационно-гравитационный параметр, аналогичный термогравитационному $Gr = g\beta\Delta T l^3 / \nu^2$.

Рассмотрим теперь поверхность кристалла аналогично тому, как в [19] рассматривается граница парового пузыря. При принятых допущениях уравнение неразрывности будет иметь вид

$$\bar{r} \partial \bar{w} / \partial \bar{r} + 2 \bar{w} = 0$$

Отсюда имеем

$$\bar{w} \bar{r}^2 = F. \quad (4.4)$$

Произвольная функция F вычисляется из следующих соображений. Если скорость роста кристалла $\dot{R} = dR/dt$, то массовый рост кристаллов равен приходу массы из межкристалльного раствора, определяющего скорость раствора \bar{w} .

$$d/dt(SR\rho_{кр}) = S\Delta c[\bar{w} - \dot{R}].$$

Откуда получаем

$$\bar{w} = (\rho_{кр}/\Delta c - 1) \dot{R}, \quad (4.5)$$

где $\rho_{кр}$ — плотность кристалла.

Подставляя (4.5) в (4.4), получим:

$$\bar{w} = (\rho_{кр}/\Delta c - 1) R^2/r^2 \dot{R}. \quad (4.6)$$

Делаем замену \bar{w} в (4.3) на (4.6):

$$Re^2(\rho_{кр}/\Delta c - 1) 1/r^2 \partial \partial t (\dot{R} \bar{R}^2) = -Gr_0$$

Проинтегрируем последнее выражение от $\bar{r} = R$ до $\bar{r} = \infty$.

$$\bar{R} \ddot{\bar{R}} + 2 \dot{\bar{R}}^2 = Gr_0 / (Re^2 \alpha),$$

где $\alpha = \rho_{кр}/\Delta c - 1$.

Вынесем теперь из Gr_0 разность концентраций Δc и обозначим оставшийся комплекс через β :

$$\bar{R} \ddot{\bar{R}} + 2 \dot{\bar{R}}^2 = \beta \Delta c \quad (4.7)$$

Пусть в некоторый момент времени к раствору была приложена внешняя периодическая сила, в результате чего он начал колебаться. Так как состав раствора неоднороден, то естественны небольшие колебания концентрации. Будем считать, что колебание происходит достаточно быстро, и процесс можно считать адиабатическим. В этом случае выполняется условие

$$cV^\gamma = c_\infty V_0^\gamma,$$

где γ — показатель адиабаты;

V — объем пограничного слоя.

$$\text{Тогда } c = c_\infty \left[\frac{R_0 + l}{R} \right]^\gamma \quad (4.8)$$

Здесь $R = R_0 + l + x$, тогда при $Z = x/(R_0 + l)$ будет

$$\bar{R} = 1 + Z, \quad (4.9)$$

Подставим (4.8) и (4.9) в (4.7), получим

$$[1 + Z] \ddot{Z} + 2\dot{Z}^2 = \beta[\bar{c}_\infty(1 + Z)^\gamma - \bar{c}_\infty].$$

Проведя разложение $(1 + Z)^\gamma$ в ряд Тейлора и учитывая, что $Z \ll 1$, окончательно получим:

$$\ddot{Z} + 2\dot{Z}^2 + \beta\gamma\bar{c}_\infty Z = 0 \quad (4.10)$$

Таким образом, получено уравнение нелинейных колебаний. Если считать для получения оценочных значений сопротивление среды равным нулю, то остается классическое выражение:

$$\ddot{Z} + \omega^2 Z = 0, \quad (4.11)$$

где $\omega = \sqrt{\beta\gamma\bar{c}_\infty} = \sqrt{\gamma Gr_c / Re^2} \alpha$.

Оценочные значения f_{opt} для кристаллов сахара находятся в диапазоне 50-150 Гц.

С помощью этого уравнения можно получить априорную информацию о диапазоне оптимальных частот, а дальнейшими экспериментами найти оптимум более точно.

Надо сказать, что полученные значения f_{opt} носят оценочный характер, так как в выводах допущено много приближений и упрощений. Кроме того, уравнение (4.10) является нелинейным, что говорит о сложной зависимости частоты от параметров. Как известно из радиотехники, резонансная область в низкочастотном диапазоне обычно сильно «размазана» и оптимум может быть допустим не на определенной частоте, а в некотором диапазоне. Но главное здесь – это сужение области поисков оптимальной частоты.

Заметим, что таких оптимумов существует несколько. Предположим, что средний размер растущих кристаллов $5 \cdot 10^{-4}$ м. Тогда собственной частотой самого кристалла будет:

$$f_{opt} = a/l,$$

где a – скорость звука в кристалле;

l – размер кристалла.

Порядок частоты ультразвуковых колебаний должен быть 5 МГц. Так как кристалл растет и его линейный размер постоянно изменяется, то и f_{opt} будет «плыть», а для ультразвуковых колебаний изменить частоту довольно сложно.

Таким же образом можно оценить собственную частоту для межкристалльного раствора, но она будет не намного меньше. Последние соображения говорят о том, что использование ультразвуковых колебаний для интенсификации скорости кристаллизации является менее выгодным, чем механические колебания. Следует также отметить, что для производственных условий необходимы мощные излучатели, рабочий ресурс которых невысок.

4.3. Анализ экспериментальных исследований

4.3.1. Области оптимального воздействия низкочастотных механических колебаний на тепломассообмен в многофазных системах

Уваривание утфеля состоит из нескольких стадий, а именно: концентрирование сиропа начального набора, заводка кристаллов и их

дальнейшее наращивание. При интенсификации процесса уваривания механическим колебанием следует учитывать, что процессы теплообмена и массообмена взаимосвязаны. Поэтому нужно выбирать такие режимы воздействия на систему, при которых интенсивность этих процессов усиливается.

Отметим, что процесс кристаллизации нестационарный. Кроме того, при появлении твердой фазы в системе будут возникать дополнительные возмущения, вызванные относительным движением твердых частиц и межкристального раствора. При этом увеличивается вязкость, содержание твердой фазы, изменяется паросодержание, т.е. изменяются физико-химические параметры системы. Все это говорит о том, что характер внешнего воздействия, оптимальные значения параметров будут зависеть от состояния системы, так как будут изменяться резонансные параметры многофазной системы.

Известно также, что в большинстве случаев максимум интенсифицирующих воздействий лежит в резонансной области, т.е. в области интенсивного виброперемешивания. При этом на интенсивность процессов будут влиять как частота, так и амплитуда колебаний и взаимосвязь этих параметров велика.

Под воздействием низкочастотных механических колебаний в системе возникают вибрационные силы, обусловленные колебанием всей массы и поверхности среды (волновые движения поверхности). Под их влиянием в зависимости от параметров низкочастотных механических колебаний возможно разнонаправленное движение газообразной и твердой фаз. Существуют режимы, при которых паровые пузырьки движутся ко дну сосуда, а твердая фаза сегрегирует. В системе возникают газообразные полости (подушки), которые значительно изменяют собственную частоту колебания среды, отличную от низкочастотных механических колебаний.

Таким образом, оптимальный подвод энергии к системе посредством низкочастотных механических колебаний будет функцией состояния системы.

Эксперименты показали, что при прохождении выбранных диапазонов частот через области интенсивного виброперемешивания увеличивалась интенсивность теплообмена.

Проведенные опыты показали, что влияние частоты и амплитуды колебаний взаимосвязано (см. рис. 1.25, 1.26, 1.27, 1.28) и для каждой среды отличается.

Наблюдение за поведением системы показало, что до нижней границы оптимальной зоны происходит волнообразное колебание свободной поверхности жидкости. В утфеле наблюдали резкое осаждение взвешенных кристаллов сахара, которые практически впрессовываются в дно кристаллизатора.

На границе области начинается заметная интенсификация перемешивания, происходит захват газа из парового пространства кристаллизатора, интенсивное движение возникающих паровых пузырей вверх. При увеличении частоты колебаний эти явления усиливаются и затухают при

приближении к верхней границе оптимальной зоны. Внутри зоны лежат максимальные коэффициенты теплоотдачи.

С приближением к верхней границе зоны и за ее пределами в сторону увеличения частоты колебаний картина поведения среды меняется. Поверхность стабилизируется, причем вверх от поверхности отрываются капли жидкости в виде тонких струй.

Размеры областей отличаются для различных рабочих жидкостей. Так, например, для сиропа различных концентраций область оптимального воздействия (см. рис. 1.28) по сравнению с такой же областью для воды (см. рис. 1.25, 1.27) сужается, и нижняя граница находится выше.

Это можно объяснить увеличением затраченной энергии на разрушение структуры в связи с повышением вязкости сахарного сиропа. Также можно предположить, что максимальная интенсивность виброперемешивания достигается при минимальной эффективной вязкости системы.

Для утфеля (см. рис. 1.28) даже при высокой массовой доле сухих веществ χ , вязкости и плотности, возмущения, вносимые твердыми частицами, значительно расширяют область усиления виброперемешивания. Однако при этом кривая максимума коэффициента теплоотдачи лежит в довольно узкой области, близкой к подобной для сиропов. Как показали исследования, максимумы α_2 лежат в области виброускорений, близких к $25g$, где g — ускорение свободного падения.

Таким образом, экспериментальные исследования показали, что параметры низкочастотных механических колебаний зависят от состояния системы и определяются ее технологическими и физико-химическими показателями.

4.3.2. Коэффициенты теплоотдачи при воздействии низкочастотных механических колебаний.

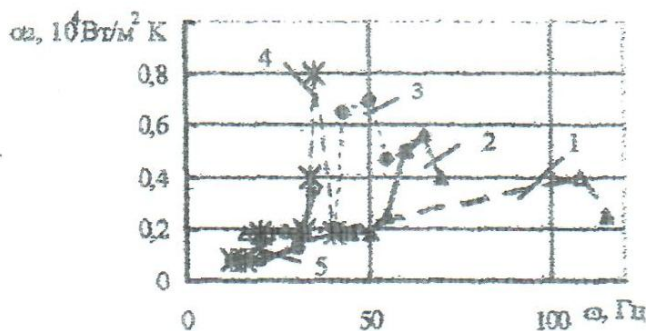


Рис. 4.3. Зависимость коэффициента теплоотдачи от частот и амплитуды колебаний (рабочая среда — вода): 1 - 4 - $q = 8,3 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$, 1 - $A = 0,5 \text{ мм}$; 2 - $A = 1 \text{ мм}$; 3 - $A = 2 \text{ мм}$; 4 - $A = 3 \text{ мм}$, 5 - $q = 3,26 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$, $A = 3 \text{ мм}$

На рис. 4.3-4.5 приведены значения α_2 , коэффициенты теплоотдачи при различных режимах низкочастотных механических колебаний для различных сред при кипячении, нагревании, охлаждении, атмосферном давлении и вакууме.

Наблюдающееся увеличение интенсивности теплообмена можно объяснить ускорением перемешивания среды, возникновением турбулентных потоков, которые увеличивают скорость образования,

отрыва и перемещения пузырьков пара. Результаты экспериментов показали, что существуют режимы, которые увеличивают α_2 на порядок. Уменьшение абсолютного давления в системе также увеличивает α_2 .

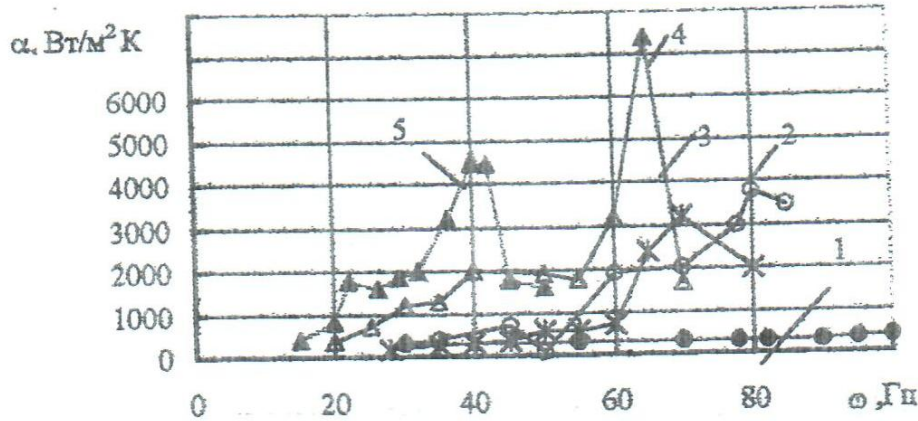


Рис. 4.4. Зависимость коэффициента теплоотдачи от частоты и амплитуды колебаний, при $q = 8,3 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$: 1 - $A = 0,5 \text{ мм}$; 2 - 1 мм ; 3 - 2 мм ; 4 - 3 мм ; 5 - 4 мм

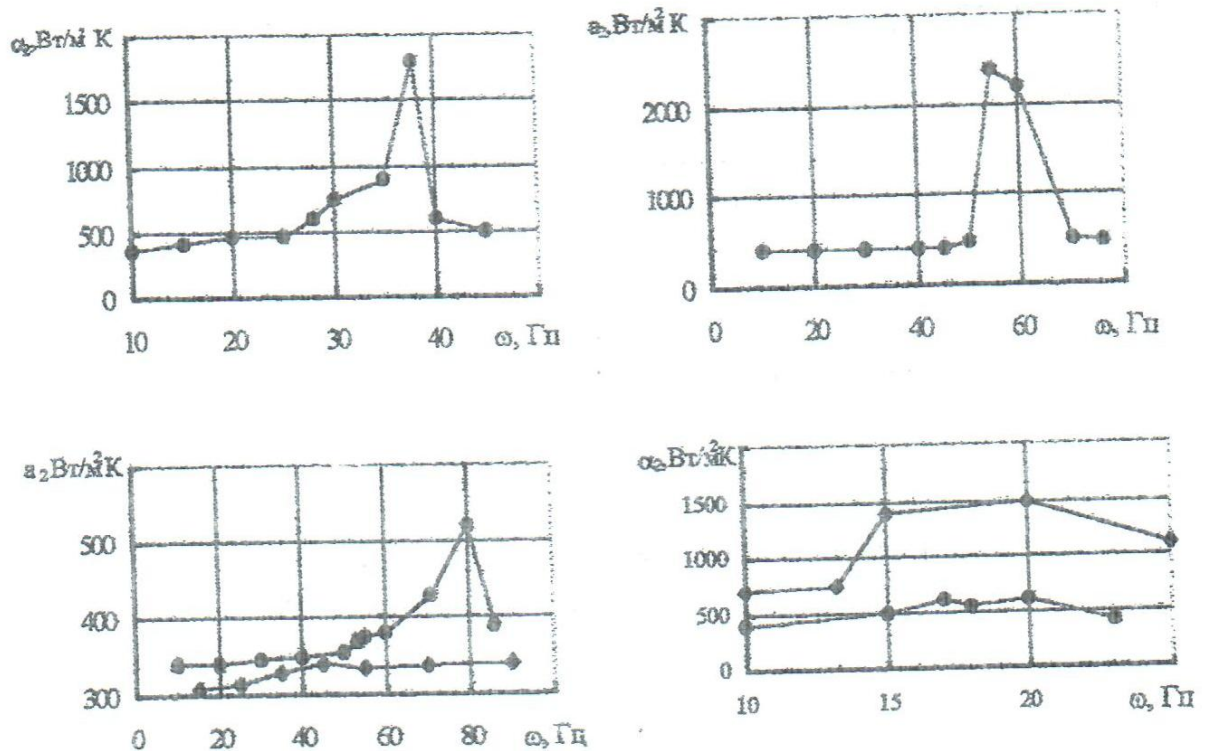


Рис. 4.5. Зависимость коэффициента теплоотдачи от частоты и амплитуды колебаний (рабочая среда – сироп СВ > 65%)

4.3.3. Влияние вибраций на растворение кристаллов сахара

Для сравнения интенсивности процессов растворения рассчитывали средние массовые скорости растворения кристаллов.

Для опытов без вибраций получено, что при $t=45^{\circ}\text{C}$ $\bar{v}_{pm} = 0,55 \text{ г/с}$, для $t=60^{\circ}\text{C}$ $\bar{v}_{pm} = 0,78 \text{ г/с}$ и для $t=80^{\circ}\text{C}$ $\bar{v}_{pm} = 0,92 \text{ г/с}$. Для опытов с вибрациями для $A = 1,3 \text{ мм}$, $f = 70 \text{ Гц}$ и $t = 25^{\circ}\text{C}$, $\bar{v}_{pm} = 2,08 \text{ г/с}$, при $A = 2,45 \text{ мм}$, $f = 40 \text{ Гц}$ и $t=36^{\circ}\text{C}$, $\bar{v}_{pm} = 4,5 \text{ г/с}$; что практически на порядок выше скорости растворения без вибраций при близких температурах.

4.3.4. Влияние вибраций на скорость роста кристаллов при уваривании утфеля

В наших опытах на экспериментальной модели вакуум-аппарата максимально имитировались реальные условия уваривания утфеля, т.е. сахарный сироп уваривали до пересыщения $\Pi=1,15$, заводили кристаллы и начинали наращивание кристаллов с помощью сахара, поступающего с подкачками сиропа.

Проведение сравнительных испытаний без вибраций показало, что все параметры опытов с вибрациями и без них были практически идентичными.

Сравнение интенсивности процессов уваривания (средней скорости выкристаллизовывания сахара) показало, что без вибраций скорость роста кристаллов равна $\bar{v}_{pm} = 0,4 \text{ г/с}$, а с вибрациями при $f = 80 \text{ Гц}$ и $A=0,5 \text{ мм}$ $\bar{v}_{pm} = 0,9 \text{ г/с}$. Эксперименты подтвердили, что низкочастотные механические колебания существенно увеличивают скорость кристаллизации сахара.

Глава 5

ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВУХФАЗНЫХ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩИХ СВЯЗЕЙ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ РЭА В УСЛОВИЯХ ВИБРОВОЗДЕЙСТВИЙ

5.1. Элементарные основы исследования характеристик тепловых труб и двухфазных термосифонов в условиях вибраций

Особенностью двухфазных теплопередающих связей систем охлаждения РЭА является наличие в герметичном замкнутом объеме (корпусе) теплопередающего устройства одновременно как жидкой, так и паровой фаз теплоносителя, постоянно находящихся в физическом контакте с поверхностью твердого тела (источников и стоков теплоты). Процессы парообразования, конденсации и транспортирования теплоносителя, происходящие во время работы двухфазных теплопередающих связей, сопровождаются сложными гидродинамическими процессами в системе твердое тело – жидкость – пар в зонах испарения, конденсации и транспорта тепловых труб и термосифонов. Воздействие вибраций на теплопередающее устройство приводит к изменению характеристик движения жидкого теплоносителя относительно поверхности твердого тела, увеличению вклада конвективной составляющей в процесс теплоотдачи и изменению внутренних характеристик кипения [20]. Можно предположить, что изменение гидродинамики течения теплоносителя и интенсивности теплоотдачи в зонах испарения и конденсации, а также изменение гидродинамики течения теплоносителя в капиллярной структуре приведет к изменению термического сопротивления в зонах испарения, конденсации и теплопередающего устройства в целом, а также максимального теплового потока, передаваемого теплопередающим устройством.

Интенсификация теплоотдачи за счет эффектов виброперемешивания, вибротурбулизации и виброперемещения при воздействии вибрации на поверхность нагрева, на жидкий теплоноситель и парожидкостную смесь, находящиеся в рабочем объеме, наблюдалась [11, 21, 30] экспериментально.

Впервые попытка проанализировать качественный характер возможного влияния вибрации на основные рабочие характеристики тепловой трубы в различных ее зонах с применением для этого основных положений теории и методов анализа колебательных механических систем была сделана в работе [25]. Хотя, в силу сложности рассматриваемых процессов, некоторые положения, изложенные в этой работе, не являются бесспорными и требуют дальнейших исследований и экспериментального подтверждения, следует отметить, что многие из них уже подтверждены авторами экспериментально [26] или нашли подтверждение в экспериментальных исследованиях других авторов [1, 13, 28].

Рассмотрим более подробно, на примере тепловой трубы влияние вибрационных воздействий на основные рабочие характеристики двухфазных

теплопередающих связей. Для этого воспользуемся теорией и методами анализа механических колебательных систем с конечным числом степеней свободы [4, 5].

Как любая реальная механическая система, тепловая труба представляет собой сложную, в определенной степени нелинейную колебательную систему с рассредоточенными параметрами и сложными связями. Точные аналитические методы исследования таких систем в настоящее время не разработаны, поэтому для решения инженерных задач обычно вводят упрощения, благодаря которым исследуемая система сводится к некоторой ее модели, обладающей сосредоточенными параметрами и ограниченным числом степеней свободы, позволяющей выявить основные закономерности, присущие сложной системе.

Представим конструкцию тепловой трубы в виде конечного числа простейших эквивалентных колебательных систем: зоны испарения, зоны транспорта и зоны конденсации.

Простейшая колебательная система (рис. 5.1) является линейной (для нее справедлив принцип суперпозиции), имеет одну степень свободы и состоит из сосредоточенной массы груза m , укрепленной на пружине с жесткостью c , и демпфера с коэффициентом демпфирования β . Движение груза определяется

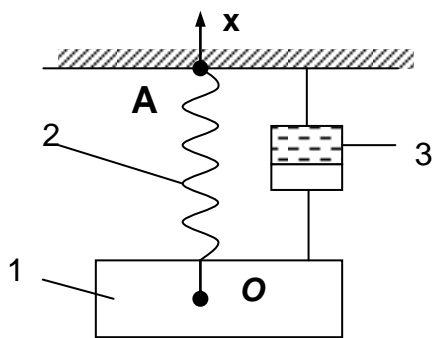


Рис. 5.1. Простейшая механическая колебательная система: 1 – масса груза; 2 – пружина; 3 – демпфер

перемещением только в направлении оси Ox . На простейшую систему одновременно действуют несколько сил: сила инерции, сила реакции (демпфирования), сила упругости пружины и вынуждающая сила. Уравнение движения массы груза m относительно статического равновесия при воздействии гармонической вынуждающей силы имеет вид

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \beta \frac{dx}{dt} + cx = F_{\max} \sin \omega t \quad (5.1)$$

Разделив обе части уравнения (5.1) на m , получим известное [9] дифференциальное уравнение вынужденных колебаний системы

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2\delta \omega_0 \frac{dx}{dt} + \omega_0^2 x = \omega_0^2 x_{cm} \cdot \sin \omega t, \quad (5.2)$$

где

$$2\delta_0 = \frac{\beta}{\sqrt{mc}}; \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}; \quad x_{cm} = \frac{F_{\max}}{m}.$$

Общее решение уравнения (5.2) состоит из двух слагаемых: первое

является решением однородного уравнения и описывает собственное затухающее движение системы с частотой ω_0 , определяемое только состоянием самой системы, второе слагаемое является частным решением уравнения и описывает вынужденное движение системы:

$$x(t) = x_{0\max} \cdot \exp(-\delta_0 \omega_0 t) \cdot \sin(\omega_0 t - \varphi_0) + x_{\max} \sin(\omega t - \varphi),$$

где $x_{0\max} = \frac{v}{\omega_0}$ – амплитуда, зависящая от начальных условий;

v – мгновенная скорость, сообщенная массе в начальный момент времени ($t = 0$);

$$\varphi = \arctg \frac{2\delta_0 \eta}{1 - \eta^2}; \quad \eta = \frac{\omega}{\omega_0}.$$

Амплитуда динамического смещения исследуемой системы равна

$$x_{\max} = \frac{F_{\max}}{c \cdot \left[(1 - \eta^2)^2 + (2\delta_0)^2 \cdot \eta^2 \right]^{\frac{1}{2}}}$$

или, с учетом равенства, $x_{\text{ст}} = \frac{F_{\max}}{c}$

$$x_{\max} = \frac{x_{\text{ст}}}{\left[(1 - \eta^2)^2 + (2\delta_0)^2 \cdot \eta^2 \right]^{\frac{1}{2}}}$$

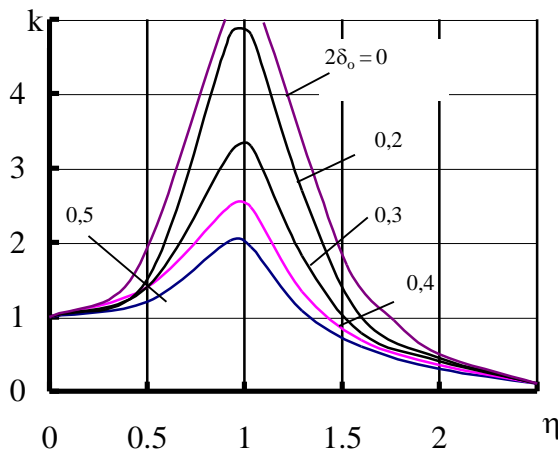


Рис. 5.2. Амплитудно-частотная характеристика простейшей колебательной системы

Отношение амплитуды динамического смещения x_{\max} к статическому $x_{\text{ст}}$ представляет собой коэффициент динамического усиления k [4]:

$$k = \frac{x_{\max}}{x_{\text{ст}}} = \left[(1 - \eta^2)^2 + (2\delta_0)^2 \eta^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5.3)$$

Выражение (5.3) описывает амплитудно-частотную характеристику простейшей колебательной системы. На рис. 5.2 приведен график

амплитудно-частотной характеристики для различных значений коэффициента затухания системы. Анализ графика показывает, что, меняя частоту вынуждающей силы, можно либо увеличить, либо уменьшить амплитуду колебаний массы груза m . Пока частота колебаний точки подвеса A мала по сравнению с частотой собственных колебаний груза, подвешенного на пружине, груз будет совершать колебания такие же, как и точка подвеса A . В случае, когда частота колебаний точки A будет приближаться к частоте собственных колебаний груза, в системе возникнут вынужденные колебания с резко увеличивающейся амплитудой, наступит явление резонанса. Амплитуда колебаний при резонансе ограничивается только демпфирующими свойствами системы. Максимальное значение коэффициента динамического усиления при фиксированном значении $2\delta_0$ и частоте возбуждения, равной

$\omega_0 \cdot \left[1 + \frac{1}{2} (2\delta_0)^2 \right]^{-\frac{1}{2}}$, составляет [4]:

$$k_{max} = (2\delta_0)^{-1} \cdot \left[1 + 0,75 \cdot (2\delta_0)^2 \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (5.4)$$

Сдвиг фаз при резонансе всегда равен $\pi/2$ и энергия, поступающая в систему от внешней силы, максимальна.

Если частота колебаний точки подвеса будет значительно больше частоты собственных колебаний груза, то амплитуда колебаний груза очень сильно уменьшится, и груз можно рассматривать как неподвижный в пространстве. Сдвиг фаз в этом случае приближается к π .

Таким образом, если в любой из трех зон тепловой трубы в качестве массы груза, подвешенного на пружине, считать элементарный объем теплоносителя, а в качестве пружины - связи этого элементарного объема теплоносителя со стенками и капиллярной структурой тепловой трубы, то следует ожидать, что при определенных значениях частоты вынуждающей силы в колебательной системе той или иной зоны тепловой трубы обязательно будут наблюдаться явления резонанса, сопровождающиеся изменением амплитуды вынужденных колебаний элементарных объемов теплоносителя, которое может привести к определенному изменению процессов гидродинамики, и, как следствие, к изменению интенсивности теплоотдачи в этих зонах.

Проанализируем возможные причины появления резонансных эффектов в каждой из зон тепловой трубы при воздействии на нее гармонической вынуждающей силы.

5.2. Влияние вибрационных воздействий на рабочие характеристики Т-образной тепловой трубы как элемента комбинированной системы охлаждения РЭА

В зависимости от зоны тепловой трубы вибрационные воздействия будут по-разному влиять на процессы гидродинамики теплоносителя и теплообмена в

этих зонах.

Зона испарения. Для упрощения рассуждений представим металловолоконистую капиллярную структуру зоны испарения ТТ в виде системы параллельных каналов простой геометрической формы (цилиндрической), окруженных теплопроводным скелетом, спеченным со стенкой тепловой трубы. В режиме кипения через одни каналы отводится образующийся внутри капиллярной структуры пар, через другие за счет действия капиллярных сил подсасываются новые порции теплоносителя. Стенки пароотводящих каналов покрыты тонким слоем жидкого теплоносителя. Поскольку в металловолоконистой структуре плотность вероятности распределения пор по размерам имеет характер, близкий к нормальному закону [27], то вероятнее всего, что пароотводящими каналами будут являться поры, диаметр которых лежит в области между средним и максимальным значениями, а питающими каналами – поры, диаметр которых лежит в области между средним и минимальным значениями. Пароотводящие и питающие каналы могут быть расположены рядом и параллельно друг другу. Тогда, согласно гидродинамической теории двухфазных течений в параллельных каналах [29] в такой системе (капиллярная структура - пар - жидкость) может возникнуть периодическая неустойчивость. Чтобы система обладала потенциальными возможностями возникновения периодической неустойчивости необходимы три условия:

- 1) при определенных внешних параметрах система может существовать более чем в одном состоянии;
- 2) имеется внешний источник энергии, который восполняет диссипацию (рассеяние) энергии, обусловленную трением;
- 3) должны существовать возмущения, способные вызвать колебания.

Все эти условия удовлетворяются при двухфазном течении с подводом тепла. Когда поток движется по большому количеству параллельных каналов, имеющих общий вход и общий выход, потери давления во всех каналах приблизительно одинаковы. Неустойчивость в одном или нескольких каналах, в которых начинается кипение, не оказывает существенного влияния на суммарные потери давления, поскольку происходит перераспределение теплоносителя по большому количеству остальных каналов с устойчивым режимом течения, и условие постоянного заданного давления удовлетворяется. Такой тип колебаний является теплогидродинамическим. Канал с кипящим теплоносителем представляет собой изменяющуюся по времени, распределенную в пространстве параметрическую систему.

Из динамики течения однофазных потоков известно, что в ответ на изменения теплового потока, температуры на входе или возмущения скорости течения возникают резонансные явления, имеющие чисто термодинамический характер, обусловленный запаздыванием переноса, энтальпией стенки жидкости. В случае двухфазного течения гидродинамическая связь при положительной обратной связи может привести к устойчивым колебаниям со значительной амплитудой. Так, временное уменьшение массовой скорости на входе в канал с кипящим теплоносителем приводит к увеличению массовой

скорости испарения, тем самым повышая объемное паросодержание. Это возмущение оказывает влияние на напор, ускорение и потери давления на трение, а также на характер теплообмена. При некоторых формах реальной геометрии канала, тепловых свойствах нагреваемой стенки, массовом расходе, энтальпии на входе и тепловом потоке может наступить резонанс, характеризующийся возникновением устойчивых колебаний.

Становится очевидной аналогия с колебаниями простейшей механической колебательной системы, если принять массовый расход, потери давления и объемное паросодержание эквивалентными массе груза, силе реакции пружины и коэффициенту жесткости пружины механической системы.

Пульсации теплоносителя в металловолоконистой капиллярной структуре тепловой трубы, вызванные теплогидродинамической неустойчивостью, наблюдались визуально в некоторых исследованиях [19].

В случае, если период возникших устойчивых колебаний системы будет близок к периоду внешних вынуждающих колебаний (вибрационных воздействий), то в системе будет наблюдаться резонансное явление, сопровождающееся изменением скорости парообразования, подвода теплоносителя к пароотводящим каналам и изменением интенсивности теплоотдачи.

Таким образом, первопричиной возможного появления резонансных эффектов в зоне испарения является наличие в системе устойчивых теплогидродинамических колебаний.

Второй возможной причиной появления резонансных эффектов в зоне испарения тепловой трубы может явиться совпадение частоты вынуждающих колебаний с частотой парообразования в пароотводящих каналах. Наиболее вероятными местами возникновения пузырей на теплообменной поверхности являются элементы шероховатости в виде различных углублений, трещин и пор на поверхности нагрева. Причем условием активности этих элементов как центров парообразования является соотношение

$$R_a \geq R_{кр},$$

где $R_{кр}$ - критический радиус жизнеспособного парового пузыря, определяемый как [8]:

$$R_{кр} = \frac{2\sigma T_{нас}}{J\rho(T_c - T_{нас})} \cdot \quad \text{или} \quad R_* = \frac{2\sigma}{\rho\Re(T - T_s)}.$$

С уменьшением давления насыщения критический радиус зарождающегося пузырька увеличивается и может быть соизмерим с диаметром пароотводящего канала. Наиболее благоприятным местом для зарождения пузыря является дно пароотводящего канала, у поверхности стенки. Под действием избыточного давления пара у стенки пузырь быстро растет, распространяется по каналу, прорывается на внешнюю поверхность

капиллярной структуры и, достигнув отрывного диаметра, разрушается. За счет капиллярных сил по сообщающимся порам теплоноситель из ближайших областей питающих каналов поступает к теплообменной поверхности и через некоторое время (время выжидания) зарождается новый пузырь. Появление и разрушение паровых пузырей на поверхности металловолоконистой капиллярной структуры наблюдалось в экспериментальных исследованиях [19].

Определим частоту отрыва пузырей от верхнего основания пароотводящего канала. Она будет отличаться от частоты парообразования для большого объема, т.к. время роста парового пузыря в канале капиллярной структуры и период выжидания должны быть меньше, чем в большом объеме. Частоту отрыва пузырей можно определить из выражения [14]:

$$f_{om} = \frac{1}{\tau_1 + \tau_2},$$

где τ_1 - время роста пузыря до момента отрыва от поверхности канала; τ_2 - период выжидания.

Отрывной диаметр пузыря найдем из соотношения для равенства сил, действующих на пузырь во время его роста:

$$\frac{4}{3} \pi R_3^3 \rho_{ж} g \geq 2 \pi R_k \sigma,$$

где R_3 - радиус эквивалентного пузыря, объем которого равен сумме объемов пароотводящего канала и отрывного пузыря над каналом;

R_k - радиус пароотводящего канала. Отсюда имеем

$$R_3 \geq \left(\frac{3 R_k \sigma}{2 \rho_{ж} g} \right)^{\frac{1}{3}}.$$

Диаметр отрывного (разрушающегося) пузыря нетрудно выразить через R_3 ,

$$R_{om} \geq \left[\frac{1}{4} (4 R_3^3 - 3 R_k^2 h_k) \right]^{\frac{1}{3}}.$$

Зная диаметр отрывного пузыря, из формулы для текущего радиуса пузыря [14]

$$R = \sqrt{2 \beta' Ja \tau}$$

найдем время, соответствующее времени роста пузыря до радиуса R_{om}

$$\tau_1 = \frac{R_{om}^2}{2 \beta' Ja},$$

где β' - коэффициент, равный 5-10, в зависимости от свойств жидкости и геометрии пузыря (для расчетов ориентировочно возьмем среднее значение, равное 7,5); Ja - число Якоба, $Ja = \frac{\rho_n c_p (T_c - T_{нас})}{\rho_{жс} J}$.

Высокая каркасная теплопроводность металловолокнистой капиллярной структуры (МВКС) и сообщаемость каналов внутри капиллярной структуры увеличивают число центров парообразования, так как в процессе роста парового пузыря из активного канала паровая фаза может проникнуть в соседние неактивные каналы и этим обеспечить наличие в них зародышевых паровых пузырей. Поскольку количество потенциальных центров парообразования в поверхности, покрытой капиллярной структурой, значительно больше, чем, например, у гладкой, и вследствие высокой эффективной теплопроводности МВКС и незначительной турбулизации перегретого пристеночного слоя жидкости из-за значительного гидравлического сопротивления капиллярной структуры можно предположить, что время выжидания при парообразовании в канале МВКС будет намного меньше времени его роста и что частота парообразования в первом приближении будет определяться только временем роста пузыря τ_1 , т. е.

$$f_{om} \approx \frac{1}{\tau_1}. \quad (5.5)$$

При совпадении частоты парообразования в канале капиллярной структуры с частотой вынужденных колебаний системы может наблюдаться явление резонанса, которое может привести к резкому повышению скорости выхода пара из канала и, как следствие этого, к уменьшению толщины микрослоя жидкости у основания и боковой поверхности пузыря, соприкасающихся со стенками канала, через которые происходит преимущественный подвод тепла к пузырю. Это может привести к интенсификации теплоотдачи и снижению термического сопротивления в зоне испарения.

Для выяснения третьей причины возникновения резонансных явлений рассмотрим один из питающих каналов капиллярной структуры. Он представляет собой полость, заполненную жидким теплоносителем, имеющим свободную поверхность. С точки зрения теории механических колебаний [15] жидкость, частично или полностью заполняющая некоторую полость, представляет собой колебательную систему. Для простоты предположим, что колебательная система содержит только одно колебательное звено. Это значит, что в системе имеется только одна полость, содержащая идеальную несжимаемую жидкость.

Если поверхность жидкости вывести из положения равновесия, т.е. придать ей форму волны, то под действием сил тяжести возникнут ускорения, направленные против смещений: в вершине волны они направлены вниз, а во впадине – вверх, и движение частиц жидкости будет носить колебательный характер около положения равновесия. Частота колебаний жидких частиц

определяется только геометрией канала, в котором находится жидкость. Жидкие частицы могут колебаться с различными частотами, которых насчитывается бесконечное множество. Они образуют спектр собственных частот колебательной системы.

Приближенное решение задачи определения собственных частот колеблющейся жидкости для различной формы каналов подробно изложено в монографии [16]. Собственные частоты колебаний жидкости в цилиндрическом канале можно определить по формуле

$$\omega_0 = \left(g \frac{\nu_{nm}}{R_K} \operatorname{th} \frac{\nu_{nm}}{R_K} h_{жс} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (5.6)$$

где ν_{nm} - числа, приведенные в таблице 5.1 по [16];

n - порядковый номер главного колебания спектра собственных частот ($n=0,1,2, \dots$);

m - количество узлов (номер формы) колебаний жидкости ($m=1,2, \dots$).

Таблица 5.1. Значения чисел ν_{nm} для определения собственных частот колебаний жидкости в вертикальном цилиндрическом канале

$n \backslash m$	1	2	3	4	5	6
0	3,8316	7,0156	10,1734	13,3	16,4	19,60
1	1,8414	5,3312	8,5363	11,7	14,9	18,05
2	3,0539	6,7062	9,9695	13,2	16,3	19,50
3	4,2015	8,0156	11,3450	14,6	17,8	21,10
4	5,3500	9,4000	12,6000	16,1	19,4	22,50
5	6,4000	10,6000	14,1000	17,2	20,5	23,80

Для наклонных цилиндрических каналов спектр собственных частот расширяется, так как каждая собственная частота расщепляется на две.

В табл. 5.2 для некоторых значений угла наклона (относительно вертикальной оси канала) приведены значения чисел ν_{nm} ($n=1,2, m=1$) при отношении высоты жидкости в канале к радиусу канала не меньше трех [16]. Для отличия одного значения собственной частоты от другого, полученных при расщеплении, одно из чисел ν_{nm} в табл. 5.2 помечено сверху волнистой линией.

Вследствие действия сил поверхностного натяжения в каналах МВКС собственные частоты колебаний жидких частиц несколько изменяются [17]. Эти изменения собственных частот колебаний учитываются введением поправки к частоте, которая положительна для всех собственных частот, начиная со второй, и быстро растет вместе с номером собственной частоты.

Первая же собственная частота колебаний жидкости в цилиндрическом канале может как увеличиваться, так и уменьшаться, в зависимости от краевого

угла смачивания. При $\theta \leq 23^\circ$ при любых значениях $h_{ж}$ и R_K она уменьшается, при $\theta > 23^\circ$ - увеличивается.

Таблица 5.2. Значения чисел ν_{nm} для определения собственных частот колебаний жидкости в наклонном цилиндрическом канале

$\gamma,^\circ$	ν_{11}	ν_{11}	ν_{21}	ν_{21}
0	1,841	1,841	3,054	3,054
5	1,816	1,837	-	-
10	1,746	1,826	-	-
20	1,509	1,790	2,937	2,960
30	1,184	1,709	2,674	2,734
45	0,729	1,566	2,137	2,401
60	0,390	1,393	1,411	1,982

Определив таким образом собственные частоты жидкости в питающем цилиндрическом канале, рассмотрим поведение жидкости в нем при воздействии внешней гармонической силы.

Пусть основание канала под воздействием вынуждающей силы колеблется в вертикальном положении с амплитудой колебания ε и частотой ω . Тогда для такой колебательной системы дифференциальное уравнение (5.2) следует заменить системой уравнений Матье [15]:

$$\frac{d^2 x}{d\tau^2} + \omega_{0n}^2 \frac{1}{\omega^2} (1 + \varepsilon \cos \tau) x_n = 0,$$

где $\tau = \omega t$

Решение этой системы уравнений обладает тем свойством, что для каждого из главных колебаний n в плоскости параметров ε и ω будут существовать некоторые области неустойчивости, которым будут отвечать развивающиеся колебания, т.е. будут наблюдаться резонансные явления. Для остальных сочетаний ε и ω колебания будут затухающими. Общий вид границ областей неустойчивости, их уравнения и метод построения описаны в [15, 22]. Для идеальной жидкости доказывается [15, 16], что каковы бы ни были амплитуда ε и частота ω вертикальных колебаний, всегда найдутся такие главные колебания, которые приводят к появлению нарастающих колебаний жидкости в канале. Причем, амплитуда этих колебаний нарастает во времени по экспоненциальному закону. Однако это справедливо только для идеальной жидкости. Для вязкой же жидкости области неустойчивости с учетом затухания несколько сужаются, а при малых амплитудах вынужденных колебаний возбуждение стоячих волн собственных колебаний жидкости в канале становится невозможным, т.е. в этих условиях колебательная система будет

обладать устойчивостью [3, 12].

Следовательно, при постоянном ускорении вибрационных нагрузок в области низких частот либо при увеличении ускорения на постоянной частоте, когда амплитуда колебаний существенна, возможно возбуждение нарастающих амплитуд собственных колебаний жидкости в питающих каналах, что при определенной плотности подводимого теплового потока может послужить причиной для превращения их в пароотводящие каналы и интенсификации теплоотдачи в зоне испарения.

Кроме того, явление роста амплитуды при резонансе может проявляться также и у пленки жидкости, через которую осуществляется подвод тепла к пузырю в пароотводящем канале. При этом высота столба жидкости в канале оказывается соизмерима с толщиной пленки. В случае роста амплитуды колебаний пленки не исключено увеличение частоты парообразования и утонения этой пленки, вследствие чего может снизиться перепад температур в зоне испарения.

В испарительном режиме работы тепловой трубы из рассмотренных трех причин появления резонанса на работу тепловой трубы может оказать влияние лишь третья, поскольку каналы капиллярной структуры в этом режиме полностью заполнены жидким теплоносителем. Рост амплитуды колебаний жидкости в канале капиллярной структуры, обусловленный явлением резонанса, не может существенно повлиять на процесс передачи тепла теплопроводностью через пропитанную теплоносителем капиллярную структуру. Вместе с тем, можно предположить, что при плотности подводимого теплового потока $0,5-1,0 \text{ Вт/см}^2$, т.е. в области появления первых паровых образований в каналах МВКС и перехода от испарительного режима к режиму кипения, рост амплитуды колебаний жидкости в каналах может сыграть положительную роль, т.е. способствовать появлению новых центров парообразования за счет динамического воздействия на паровые образования у нагретой поверхности стенки тепловой трубы.

Зона транспорта. В зоне транспорта, кроме причины, указанной в работе [33], на процесс возврата теплоносителя по капиллярной структуре из зоны конденсации в зону испарения третья причина также может наложить свое влияние. Причем, в этом случае - отрицательное, так как колебания жидкости в каналах будут происходить в плоскости, перпендикулярной направлению течения теплоносителя, и будут вносить дополнительное сопротивление движению потока. Вследствие этого влияние вибрационных воздействий может проявиться в снижении максимального теплового потока, передаваемого тепловой трубой при работе зоны транспорта против силы тяжести.

Зона конденсации. Важной особенностью зоны конденсации Т-образной тепловой трубы является то, что она представляет собой обращенную вниз горизонтальную поверхность. Эта же особенность присуща и многим конструкциям двухфазных термосифонов, являющихся основным элементом замкнутых испарительных систем охлаждения. Процесс конденсации пара на горизонтальной поверхности, обращенной вниз, изучался в работах [24, 32]. При конденсации пара на нижней поверхности горизонтальной плиты

образуется пленка конденсата, толщина которой зависит от взаимодействия сил тяжести и поверхностного натяжения. После образования пленки конденсация пара осуществляется на поверхности раздела жидкость – пар. Удаление излишков конденсата с поверхности пленки осуществляется путем отрыва капель, возникающих в результате роста возмущений на поверхности раздела жидкость – пар. Отрыв капли происходит при условии, когда сила тяжести, действующая на каплю, преодолевает удерживающую ее силу поверхностного натяжения. На рис. 5.3 в увеличенном масштабе показано положение капли у горизонтальной поверхности конденсации. Нетрудно заметить, что капля напоминает груз, подвешенный на пружине, и может рассматриваться как простейшая колебательная система. В качестве инерционной силы выступает сила тяжести капли, в качестве восстанавливающей силы – сила поверхностного натяжения. Силу реакции пружины (силу демпфирования) создают силы трения, обусловленные вязкостью рабочей жидкости. Учитывая такую аналогию сил, дифференциальное уравнение подобной колебательной системы при действии на нее внешней гармонической силы можно записать в виде

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \mu_m \frac{S_{nl}}{h_{nl}} \frac{dx}{dt} + \sigma x = F_{max} \sin \omega t,$$

где m - масса капли;

S_{nl} - площадь поверхности пленки, на которой проявляется действие сил внутреннего трения жидкости;

h_{nl} - толщина пленки жидкости, в пределах которой происходит изменение скорости движения жидкости.

Тогда аналогично ранее приведенным рассуждениям собственную частоту колебаний капли определим как

$$\omega_0 = 2\pi f_0 = \sqrt{\frac{\sigma}{m}}. \quad (5.7)$$

Масса капли может изменяться от нуля до массы капли отрывного размера. Массу капли отрывного размера определим из условия ее отрыва, считая каплю перед моментом отрыва полусферической:

$$\frac{2}{3} \pi R_{om}^3 \rho_{ж} g = 2\pi R_{om} \sigma. \quad (5.8)$$

$$\text{Отсюда} \quad m = \frac{2}{3} \pi R_{om}^3 \rho_{ж} = \frac{2\pi R_{om} \sigma}{g}. \quad (5.9)$$

Подставляя выражение (5.9) для массы отрывной капли в формулу (5.7), найдем нижнюю граничную собственную частоту колебаний капли

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{g}{2\pi R_{om}} \right)^{1/2} \quad (5.10)$$

Отрывной радиус капли находится из соотношения (5.8) при параметрах жидкости, взятых при ее температуре насыщения. Так, например, для воды при температуре насыщения $+50^\circ\text{C}$ $R_{om} = 4,58 \text{ мм}$, а нижняя собственная частота капля составляет в этом случае $2,9 \text{ Гц}$.

Под воздействием внешней гармонической силы (вибрационных воздействий) при совпадении собственной частоты колебания капель с частотой вынужденных колебаний (вибрации) наступает явление резонанса. Амплитуда колебаний капли резко возрастает. Ограничения амплитуды, характеризующиеся коэффициентом затухания системы $2\delta_0$, с учетом вязкостных свойств жидкости можно приближенно вычислить по формуле:

$$2\delta_0 = \frac{\mu_{жс} \frac{S_{пл}}{h_{пл}}}{2\sqrt{m\sigma}} \quad (5.11)$$

Для воды, например, при температуре $+50^\circ\text{C}$ рассчитанный по (5.11) коэффициент затухания системы равен $2\delta_0 = 0,0123$

Толщина пленки определена из условия равенства силы тяжести, действующей на пленку, силе поверхностного натяжения по периметру зоны конденсации.

По формуле (5.4) определяем максимальное значение коэффициента динамического усиления $k_{max} = 81,3$.

Как видно из расчета, при резонансе амплитуда колебаний капли отрывного размера возрастает в $81,3$ раза.

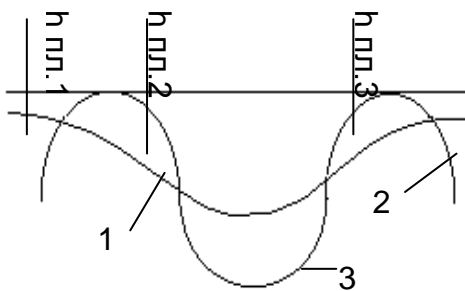


Рис. 5.3. Положение капли конденсата у горизонтальной поверхности: 1 – поверхность конденсации неподвижная; 2 – поверхность конденсации движется вниз; 3 – поверхность конденсации движется вверх

Стадии поведения капли при колебаниях конденсационной поверхности показаны схематично на рис. 5.3. При движении поверхности вниз капля расплющивается, приобретая вид кольцевидного гребня и образуя вокруг себя корону срывающейся пленки жидкости [6] с поверхностью в виде параболлоида вращения [23]. Вследствие этого срывается дополнительное количество жидкости с поверхности конденсации, пленка утоняется, и перепад температур в зоне конденсации тепловой трубы должен уменьшиться. Поскольку на поверхности конденсации одновременно может присутствовать

большое количество капель, имеющих самые различные размеры (в зависимости от стадии роста), то в сложной колебательной системе зоны конденсации, состоящих из простейших колебательных систем отдельных капель, будет наблюдаться целый спектр собственных частот, но не ниже граничной, определенной по формуле (5.10). Поэтому при частоте вибрационных нагрузок выше граничной в зоне конденсации тепловой трубы температурный перепад должен быть ниже, чем при отсутствии вибрации.

При движении поверхности конденсации вверх вибрационные воздействия способствуют сужению шейки капли, снижению силы поверхностного натяжения и более быстрому ее отрыву, что также способствует уменьшению толщины пленки конденсата.

Таким образом, при горизонтальном расположении зоны конденсации Т-образной тепловой трубы вибрационные нагрузки при частоте вибрации выше граничной, определенной по формуле (5.10), должны привести к снижению термического сопротивления в зоне конденсации тепловой трубы.

Для другой ориентации тепловой трубы, когда ее зона конденсации наклонена к горизонту, влияние вибрационных нагрузок будет иным. Отвод конденсата с наклонной поверхности осуществляется сползанием жидких капель по поверхности конденсации. Согласно [31], капля по поверхности не скользит, а переливается, и ее движение при переливе напоминает движение гусениц трактора. В тыльной части капли жидкость отрывается от поверхности и перетекает в лобовую часть. В этом процессе любой участок жидкости, контактирующей с поверхностью, со временем оказывается перед необходимостью оторваться от нее. Упрощенная схема этого движения показана на рис. 5.4.

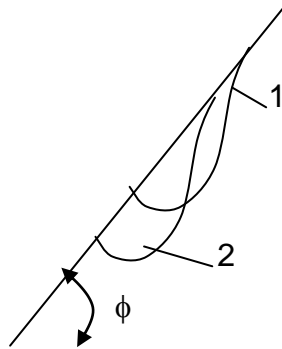


Рис.5.4. Переливание капли конденсата по наклонной поверхности конденсации : 1 – в момент времени τ_j ; 2 – в момент времени $\tau_j + \Delta\tau$

Поскольку капли жидкости за счет сил молекулярного взаимодействия притягиваются к поверхности зоны конденсации, то для переливания капли необходимо, чтобы проекция силы тяжести на плоскую поверхность превосходила силу, удерживающую каплю в области ее тыльной части. Из соотношения этих сил нетрудно получить минимальный радиус капли, скатывающейся по наклонной плоскости [8]:

$$R = \left(\frac{3\Delta\sigma}{2\pi\rho_{жс}g \cdot \sin\varphi} \right)^{1/2},$$

где $\Delta\sigma = \sigma(1 + \cos\theta)$ – удельная работа сил адгезии. Если жидкость хорошо смачивает поверхность, то в первом приближении $\cos\theta = 1$ и $\Delta\sigma = 2\sigma$.

Например, для воды при температуре $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$ и угле наклона 45° минимальный радиус скатывающейся капли составляет 3 мм . Движущаяся капля оставляет за собой влажный след. Со временем он распадается на цепочку мелких капель, которые оказываются столь малыми, что вначале покоятся как бы приклеенными к поверхности. Но скоро случайная капля покрупнее сталкивается с одной из них, захватывает ее и вместе с ней поползет по плоскости, оставляя за собой новый след.

Аналогично, как и в случае горизонтальной поверхности, можно рассчитать собственную частоту прилипших капель ($R < 3\text{ мм}$). Отличие состоит лишь в том, что в формуле (5.8) вместо σ подставляется $\Delta\sigma = 2\sigma$. Граничная частота (минимальная) оказывается равной $7,8\text{ Гц}$. Капли с меньшим размером будут иметь более высокие собственные частоты. Например, капля с радиусом $0,55\text{ мм}$ будет иметь собственную частоту колебаний 100 Гц . Как и в случае горизонтальной поверхности, зона конденсации будет иметь целый спектр собственных частот, начиная с $7,8\text{ Гц}$ и выше.

При воздействии вибрационных нагрузок в случае совпадения частоты вибрации с собственными частотами колебаний прилипших капель, наиболее крупные из них вследствие роста амплитуды колебаний поползут по наклонной плоскости вниз, оставляя за собой новые цепочки мелких капель. Плотность мелких капель на поверхности конденсации за счет этого возрастает, что может ухудшить процесс передачи тепла в зоне конденсации и привести к некоторому росту термического сопротивления тепловой трубы в зоне конденсации.

Таким образом, приведенный анализ влияния вибрационных воздействий на работу Т-образной тепловой трубы, рассматривая ее с помощью теории и метода анализа колебательных систем как сложную колебательную систему, состоящую из отдельных простейших колебательных систем, показал, что принципиально вибрационные воздействия могут оказать определенное влияние на процессы гидродинамики и теплообмена в ее зонах. Однако, учитывая сложность реальной колебательной системы, а также приближенный характер исследований в силу большого количества принятых для упрощения анализа допущений, для проверки полученных предположений был проведен комплекс экспериментальных исследований, которые в определенной степени позволили сделать заключение о том, насколько теоретические предпосылки соответствуют действительному характеру влияния вибрационных воздействий на работу тепловой трубы, а также определить количественные связи между параметрами вибрационных воздействий и пределами изменений основных характеристик тепловой трубы.

5.3. Экспериментальное исследование влияния вибрации на основные характеристики Т-образной тепловой трубы с металловолокнистой капиллярной структурой

Экспериментальные исследования проводились на Т-образной тепловой трубе. Описание ТТ, экспериментальной установки и методики эксперимента

изложены в [5]. Подключенный к системам подачи и контроля мощности, подачи охлаждающей воды и измерения температурного поля рабочий участок экспериментальной установки с помощью болтов закреплен на столе электродинамического вибростенда типа ВЭДС-1500, позволяющего получить при встряхивании стола вынуждающую силу 15000Н. Технические характеристики вибростенда предварительно подвергались проверке и соответствовали их паспортным значениям [10]. Схема рабочего участка показана на рис. 5.5. Экспериментальные исследования были проведены в широком диапазоне изменения частоты (5-4000 Гц) и ускорения (0,2-15 g).

Датчиком ускорения служил пьезоэлектрический виброизмерительный преобразователь типа Д-14.

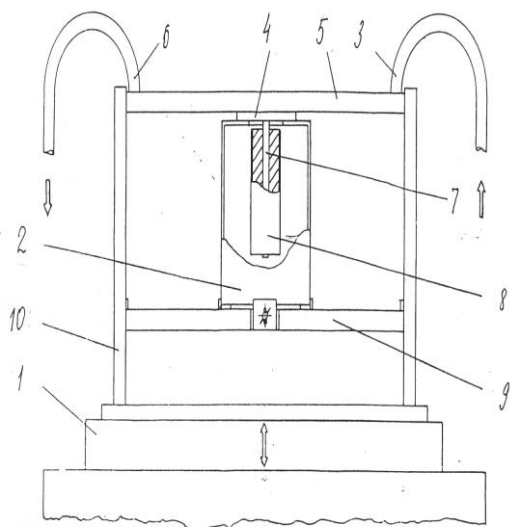


Рис. 5.5. Рабочий участок: 1-стол вибростенда; 2- корпус блока; 3 - подвод воды; 4-зона конденсации Т-образной ТТ; 5-охлаждаемая плита; 6-отвод воды; 7-испарительная зона ТТ; 8-нагреватель, 9-опорное основание; 10 - рама.

Методика эксперимента заключалась в следующем. Из трех переменных величин (тепловой поток Q , частота вибрации f и виброускорение a) одна фиксировалась постоянной, другая принималась в качестве изменяемого параметра, а третья ступенчато варьировалась в широких пределах. При вертикальном расположении рабочего участка на столе вибростенда было проведено 12 серий экспериментов (табл. 5.3), которые позволили выявить влияние каждой переменной величины на основные теплофизические характеристики тепловой трубы при ее вертикальной ориентации.

Последовательность выполнения опытов в пределах каждой серии экспериментов выглядела следующим образом. В каналы холодной плиты подавалась вода с температурой $17,5 \pm 0,5$ °С,

расход которой в дальнейшем поддерживался постоянным ($2 \pm 0,01$ кг/мин). На нагреватель ступенчато подавалась электрическая мощность и снималась статическая зависимость температурного поля системы от подводимого теплового потока (тепловой поток определялся по электрической мощности). Затем электрическая мощность снималась, система приходила в исходное состояние и устанавливалась заданная величина теплового потока (в случае выбора в качестве постоянной величины Q). В качестве параметра выбиралась другая переменная величина, например виброускорение a и ступенчато изменялась частота вибрации стола вибростенда.

Таблица 5.3. Характеристика серий экспериментов по определению влияния вибрационных воздействий на работу тепловой трубы

№ серии	Величина, принятая			Угол наклона, φ
	постоянной	параметром	Изменяемой	
1	$Q = 350 \text{ Вт}$	$a = 1g$	$f = 0-4000 \text{ Гц}$	90°
2	То же	$a = 2g$	$f = 0-4000 \text{ Гц}$	
3	»	$f = 5 \text{ Гц}$	$a = 0-5 g$	
4	»	$f = 60 \text{ Гц}$	$a = 0-15 g$	
5	»	$f = 200 \text{ Гц}$	$a = 0-15 g$	
6	$a = 2g$	$f = 5 \text{ Гц}$	$Q = 0-350 \text{ Вт}$	
7	То же	$f = 60 \text{ Гц}$	$Q = 0-350 \text{ Вт}$	
8	»	$f = 200 \text{ Гц}$	$Q = 0-350 \text{ Вт}$	
9	»	$Q = 350 \text{ Вт}$	$f = 0-4000 \text{ Гц}$	
10	»	$Q = 700 \text{ Вт}$	$f = 0-4000 \text{ Гц}$	
11	$f = 60 \text{ Гц}$	$a = 0,5 g$	$Q = 0-350 \text{ Вт}$	45°
12	То же	$a = 2 g$	$Q = 0-350 \text{ Вт}$	
13	$Q = 350 \text{ Вт}$	$a = 1g$	$f = 0-4000 \text{ Гц}$	
14	То же	$f = 60 \text{ Гц}$	$a = 0-15 g$	
15	$a = 1g$	$f = 5 \text{ Гц}$	$Q = 0-630 \text{ Вт}$	
16	То же	$f = 60 \text{ Гц}$	$Q = 0-630 \text{ Вт}$	
17	»	$f = 200 \text{ Гц}$	$Q = 0-630 \text{ Вт}$	
18	»	$f = 4000 \text{ Гц}$	$Q = 0-630 \text{ Вт}$	
19	$f = 60 \text{ Гц}$	$a = 1g$	$Q = 0-630 \text{ Вт}$	
20	То же	$a = 2 g$	$Q = 0-630 \text{ Вт}$	

Выбор минимального шага дискретности по частоте (5 Гц) исключал пропуск возможных резонансных явлений в системе. Для каждого нового значения частоты вибрации перед замером температур выдерживалось определенное время, по истечению которого показания цифрового вольтметра не изменялись, и снимались показания приборов. По окончании одной серии

экспериментов вибрационные воздействия полностью снимались. Затем устанавливалось новое значение выбранного параметра, и процесс ступенчатого изменения частоты повторялся. После каждой серии экспериментов определялось поле температур в статическом режиме. Аналогично выполнялись опыты, в которых другие величины были постоянными.

После проведения всех серий экспериментов при вертикальном расположении рабочего участка посредством специального приспособления рабочий участок устанавливался под углом 45° к горизонту (вдоль более длинной стороны зоны конденсации ТТ) и по такой же методике, как и раньше, было проведено еще 8 серий экспериментов (табл. 5.3), которые позволили выявить влияние ранее перечисленных величин (Q , f , a) при наклонном положении экспериментального участка не только на теплофизические характеристики тепловой трубы, а и на гидродинамические.

По полученным значениям измеренных величин с помощью известных соотношений были рассчитаны средние плотности тепловых потоков, перепады температур, коэффициенты теплоотдачи и термические сопротивления, а также значения максимальных передаваемых тепловых потоков при наклонном положении ТТ. Кроме того, были определены моменты перехода от испарительного режима работы ТТ к режиму кипения и выявлено влияние параметров вибрационной нагрузки на все эти характеристики.

Было установлено, что переход от испарительного режима работы ТТ к режиму кипения при всех параметрах вибрационных нагрузок (в пределах изменений, указанных в табл. 5.3), независимо от их абсолютной величины, наступал раньше, чем при отсутствии вибрации.

О наличии переходного режима судили по резкому падению температуры стенки и перепада температур в зоне испарения. Так, если в статическом режиме работы переход наступал при плотности теплового потока в зоне испарения $0,9 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$, то в случае воздействия вибрационных нагрузок – при $0,8 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$. Значению плотности теплового потока $0,1 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$ соответствует тепловой поток на нагревателе 70 Вт.

Влияние вибрационных воздействий на максимальный передаваемый тепловой поток изучалось в сериях экспериментов 15...20. В результате экспериментов было установлено, что для данной конструкции ТТ вибрационные воздействия приводят к снижению максимального передаваемого теплового потока, который определялся по резкому росту температуры стенки в зоне испарения при угле наклона ТТ, равном 45° . Если в статическом режиме работы максимальный передаваемый тепловой поток составлял 630 Вт, то во всех сериях экспериментов при угле наклона $+45^\circ$ в условиях воздействия вибрационных нагрузок он снижался на одну и ту же величину и составлял 490 Вт.

Влияние вибрационных нагрузок на термическое сопротивление ТТ определялось по изменению перепадов температур в зонах испарения и конденсации. В испарительном режиме работы ТТ влияние вибрационных нагрузок на перепад температур в зоне испарения выявлено не было. В режиме кипения влияние частоты вибрации на перепад температур в зоне испарения ТТ

показано на рис. 5.6. На этом же рисунке показано влияние частоты вибрации на перепад температуры в зоне конденсации, а на рис.5.7 представлена зависимость перепадов температуры в зонах испарения и конденсации от частоты вибрации

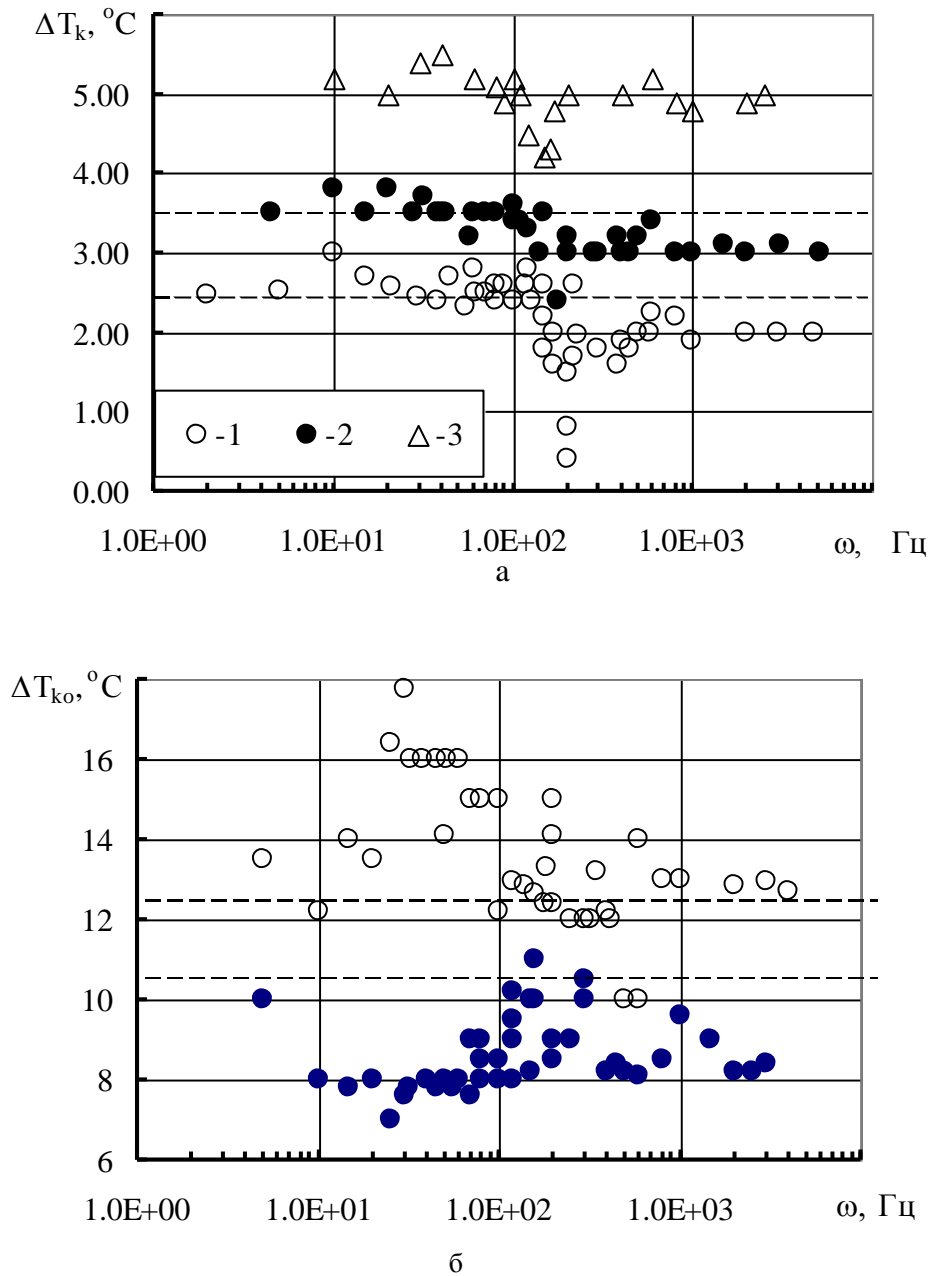


Рис .5.6. Зависимость перепада температуры в зоне испарения (а) и в зоне конденсации (б) Т-образной тепловой трубы от частоты вибрации: 1 - $\varphi = 45^\circ$, $\alpha = 1g$, $q_k = 5 \text{ Вт/см}^2$; 2 - $\varphi = 90^\circ$, $\alpha = 1g$, $q_k = 5 \text{ Вт/см}^2$; 3 - $\varphi = 90^\circ$, $\alpha = 2g$, $q_k = 10 \text{ Вт/см}^2$

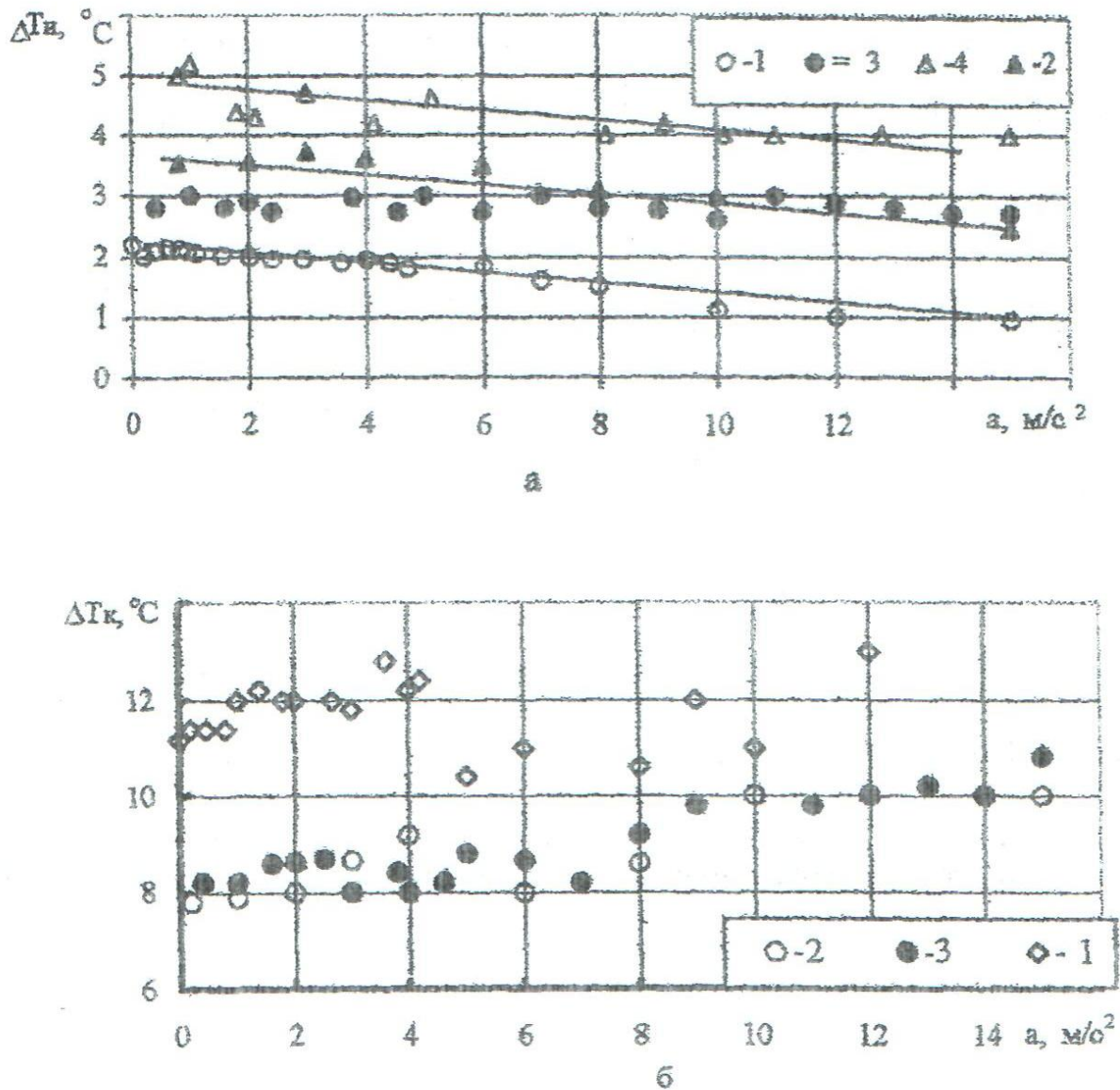


Рис. 5.7. Зависимость перепада температуры в зоне испарения (а) и в зоне конденсации (б) Т-образной тепловой трубы от виброускорения:

1 - $\varphi = +45^\circ$, $q_n = 5 \text{ Вт/см}^2$, $f = 60 \text{ Гц}$, 2 - $\varphi = +90^\circ$, $q_n = 5 \text{ Вт/см}^2$, $f = 60 \text{ Гц}$,
3 - $\varphi = +90^\circ$, $q_n = 5 \text{ Вт/см}^2$, $f = 200 \text{ Гц}$, 4 - $\varphi = +90^\circ$, $q_n = 10 \text{ Вт/см}^2$, $f = 20 \text{ Гц}$

5.4. Анализ экспериментальных данных

Из рис. 5.6 видно, что в основном режиме работы (режим кипения) при умеренных значениях плотностей тепловых потоков ($5 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$) вибрационные воздействия в диапазоне частот от 5 до 80 Гц мало влияют на перепад температур в зоне испарения. Заметное снижение температурного перепада до 14 % при вертикальном расположении тепловой трубы и до 20 % при угле наклона, равном $+45^\circ$, наблюдается в области частот от 80 до 4000 Гц. При этом в диапазоне частот приблизительно от 80 до 200 Гц зависимость температурного перепада от частоты имеет вид ломаной линии с явно выраженными участками резкого снижения перепада температур в зоне

испарения, соответствующими отдельным значениям частоты и имеющими характер резонансных кривых. Так, при угле наклона ТТ, равном $+45^\circ$, на частоте вибрации 185 Гц наблюдалось снижение перепада температур с 2,55 К (статический режим) до 0,25 К. В области частот от 200 до 4000 Гц экспериментальные точки группируются около некоторой плавной линии приближающейся к прямой.

При более высокой плотности теплового потока (10^4 Вт/м²) вибрационные воздействия приводят к некоторому снижению перепада температур в зоне испарения также и на начальном интервале частот (5-80 Гц).

Для сопоставления экспериментальных данных с теоретическими предположениями, высказанными выше, в табл. 5.4 приведены значения частот собственных колебаний теплоносителя в порах капиллярной структуры, рассчитанные по формуле (5.6) на основании данных табл. 5.1 и табл. 5.2 для отношения высоты столба жидкости к радиусу поры, равных 10, 1 и 0,5.

Ориентировочно можно сказать, что отношение $h/R = 10$ соответствует питающим порам, а 1 и 0,5 – пароотводящим. Для среднего диаметра пор (110 мкм) по формуле (5.5) была рассчитана также частота парообразования, значение которой составило 183,6 Гц. Параметры жидкости для расчета брались при температуре $+55,8^\circ\text{C}$, близкой к температуре насыщенного пара в экспериментальной ТТ. Отрывной диаметр пузырька в этом случае составлял 1,6 мм.

Анализ расчетных и экспериментальных данных показывает, что спектр собственных частот колебаний теплоносителя в питающих и пароотводящих порах ограничен только с нижней стороны. Этому ограничению при вертикальном расположении ТТ, как видно из табл. 5.4, соответствует частота 77,9 Гц при угле наклона 45° - 57,4 Гц. Таким образом, под воздействием вибрационных нагрузок, начиная с этих значений частоты, в зоне испарения ТТ наблюдаются резонансные явления, сопровождающиеся ростом амплитуды колебаний жидкости в пароотводящих и питающих порах, что, как было указано ранее (см. третью причину появления резонансных эффектов в зоне испарения), приводит к повышению интенсивности теплоотдачи.

Снижение перепада температур при плотности теплового потока 10^4 Вт/м² в области низких частот (5-80 Гц) можно объяснить тем, что увеличивается давление насыщения в ТТ, растет число центров парообразования и интенсивность теплообмена, вследствие чего уменьшается толщина жидкостной пленки под пузырем, т.е. уменьшается соотношение h/R , а это, как видно из табл. 5.4, приводит к уменьшению граничной собственной частоты главных колебаний ($n=1$, $m=1$) жидкости в порах. Следовательно, в этом случае резонансные эффекты также начнут проявляться на более низких частотах.

Полученное расчетное значение частоты парообразования (183,6 Гц) хорошо согласуется с частотой (185 Гц), на которой наблюдалось заметное уменьшение перепада температур в зоне испарения. Это можно считать подтверждением второй причины появления резонансного эффекта, заключающейся в совпадении частоты парообразования с частотой

вынуждающей силы, приводящей к росту интенсивности теплоотдачи в зоне испарения.

Таблица 5.4. Расчетные значения частот собственных колебаний жидкости в каналах (порах) капиллярной структуры

Вертикальный канал							
$\frac{h}{R}$	≥ 1	0,5	≥ 1	0,5	$\geq 0,5$	$\geq 0,5$	$\geq 0,5$
m n	1	1	2	2	3	4	5
1	91,2	77,9	155,2	154,4	196,4	230,0	259,1
2	117,5	112,1	174,1	174,1	212,2	244,2	271,4
3	137,8	135,7	190,3	190,3	226,4	256,8	283,6
4	155,5	154,7	206,1	206,1	238,6	269,7	296,1
5	170,0	170,0	218,8	218,8	252,4	278,8	304,3
Наклонный канал (при $h/R \geq 3$)							
$\varphi, ^\circ$	\bar{f}_{o11}	f_{o11}	\bar{f}_{o21}	f_{o21}			
0	91,2	81,2	117,5	117,5			
10	88,8	90,8	-	-			
20	82,6	89,9	115,2	115,6			
30	73,1	87,9	109,9	111,1			
45	57,4	84,1	98,3	104,2			
60	42,0	79,3	79,8	94,6			

В подтверждение первой причины появления резонансных эффектов, связанных с наличием теплогидродинамических колебаний, из-за сложности получения расчетных соотношений убедительных доводов обнаружено не было.

Учитывая, что в реальной металловолоконистой капиллярной структуре геометрия взаимное расположение и распределение пор по размерам носят статистический характер, кроме полученных расчетных значений собственных частот в реальной капиллярной структуре будут иметь место также и другие значения частот, на которых могут проявляться резонансные эффекты. Несмотря на это, результаты сопоставления полученных приближенно (в силу ряда принятых допущений) расчетных значений резонансных частот с экспериментальными данными свидетельствуют об удовлетворительном качественном согласовании теоретических и практических результатов.

Отсутствие заметного влияния вибрационных нагрузок на процесс теплообмена в зоне испарения ТТ в испарительном режиме согласуется с экспериментальными данными других авторов [2], а также с теоретическими предположениями, полученными при анализе колебательной системы зоны испарения ТТ.

Влияние виброускорения на перепад температуры в зоне испарения проявляется в линейном уменьшении (рис. 5.7) последнего по мере увеличения виброускорения. Такое влияние является следствием увеличения амплитуды возбужденных собственных колебаний теплоносителя при резонансе в порах капиллярной структуры и более эффективного преодоления сил внутреннего трения. При наличии в капиллярной структуре пор с переменным поперечным сечением, когда зародившийся на теплоотдающей поверхности паровой пузырь не может вытолкнуть пробку теплоносителя (при отсутствии вибрации), расположенную в поре над ним, выход пара осуществляется по смежным, более крупным, порам, являющимся пароотводящими для нескольких прилегающих мелких пор. Совпадение частоты вынужденных колебаний с частотой собственных колебаний пробок теплоносителя в «закупоренных» порах может привести к выбросу пробки и превращению «закупоренной» поры в пароотводящий канал. Уменьшение гидравлического сопротивления для выхода пара будет способствовать увеличению коэффициента теплоотдачи в зоне испарения и снижению перепада температуры.

Что касается зоны конденсации, то как показали результаты экспериментальных исследований (рис. 5.6), влияние частоты вибрационных нагрузок на перепад температур в зоне конденсации Т-образной ТТ проявляется по разному, в зависимости от ориентации ее в поле сил гравитации.

При вертикальном расположении ТТ (зона конденсации горизонтальна), начиная с частоты вибрации 5 Гц, вибрационные нагрузки приводят к некоторому (от 10 до 38 %) снижению перепада температур по сравнению со статическим режимом работы ТТ, при наклонном положении (зона конденсации также наклонена) в диапазоне частот от 15 до 100 Гц перепад температур увеличивается на 20-40 %, а свыше 100 Гц приближается к значению перепада, соответствующему статическому режиму. Полученные результаты качественно подтверждают вышеизложенные предположения о характере влияния вибрационных воздействий на гидродинамику и теплообмен в этой зоне, основанные на теории колебательных систем. В горизонтальном положении зоны конденсации перепад температур снижается из-за утонения пленки конденсата, вызванного срывом короны жидкостной пленки при резонансных явлениях.

В наклонном положении зоны конденсации отмеченное повышение перепада температур объясняется увеличением концентрации мелких капель, прилипающих к поверхности конденсации в области частот вибрации от 15 до 100 Гц, вызванным также резонансными явлениями. Поскольку верхней собственной частоте колебаний 100 Гц соответствует капля, радиус которой, как было показано раньше, приблизительно равен 0,55 мм (для воды и температуры насыщения +50 °С), то, как видно из результатов исследования, более мелкие

капли мало подвержены вибрационным воздействиям. Несмотря на то, что их собственная частота выше 100 Гц, при частотах вибрации, близких к собственным частотам мелких капель (явление резонанса), последние не сползают по наклонной поверхности конденсации, а за счет сил поверхностного натяжения удерживаются на ней. Вследствие этого вибрационные нагрузки при частотах вибрации свыше 100 Гц почти не влияют на процесс теплообмена в наклонной зоне конденсации по сравнению со статическим режимом.

Влияние виброускорения на перепад температур (рис. 5.7) в зоне конденсации при ее горизонтальной ориентации незначительно, как и следовало ожидать, исходя из рассмотренной модели стекания конденсата под воздействием вибрационных нагрузок. Изменение виброускорения в 30 раз (от 0,5 до 15 g) привело к изменению перепада температур всего в 1,4 раза. При этом зависимость перепада от виброускорения была близка к линейной. При наклонном положении зоны конденсации зависимость перепада температур от виброускорения имеет сложный характер, однако изменение виброускорения в 60 раз (от 0,2 до 12 g) также не приводит к существенному росту перепада температур (он изменился только в 1,5 раза).

Полученное в экспериментальных исследованиях снижение максимального передаваемого теплового потока при угле наклона ТТ, равном $+45^\circ$, в условиях вибрационных воздействий, подтвердило вывод об отрицательном воздействии возбужденных колебаний теплоносителя в порах капиллярной структуры на процессы гидродинамики в транспортной зоне ТТ за счет дополнительного сопротивления течению теплоносителя из зоны конденсации в зону испарения.

Таким образом, результаты экспериментального исследования показали, что вибрационные воздействия в пределах частоты вибрации от 5 до 4000 Гц и виброускорения от 0,2 до 15 g оказывают определенное влияние на процессы гидродинамики и теплоотдачи в зонах испарения, конденсации и транспорта Т-образной ТТ с МВКС, а следовательно и на основные рабочие характеристики ТТ (термическое сопротивление и максимальный передаваемый тепловой поток).

Причиной установленных влияний являются резонансные эффекты, проявляющиеся при работе тепловой трубы в условиях воздействия вибрационных воздействий во всех ее зонах.

Анализ экспериментальных данных и характер зависимостей перепада температур от параметров вибрационных воздействий свидетельствуют об удовлетворительном качественном согласовании экспериментальных данных с теоретическими предпосылками, полученными на основе анализа тепловой трубы как сложной колебательной системы, подверженной воздействию вынуждающей гармонической силы.

«...многие явления, относящиеся к теории звука и колебаний, столь примечательны и заняты, что труд их исследователя будет сторицей вознагражден тем удовлетворением, которое он при этом получит»

Томас Юнг

Глава 6

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ ТЕПЛОМАСООБМЕНА В ПЕРЕМЕННЫХ ГРАВИТАЦИОННЫХ ПОЛЯХ

6.1. Введение

Интерес к влиянию вибраций на тепломассообменные (ТМО) процессы периодически усиливался или ослабевал в зависимости от возникающих задач. Около 30 лет назад таким стимулом было бурное развитие атомной энергетики. Особенный ажиотаж, если можно так сказать применительно к науке, вызывало известие о чрезвычайно высоких перегревах жидких щелочных металлов, рассматриваемых как перспективные рабочие тела быстрых реакторов, с которыми в 60-х годах весь мир связывал будущее развитие энергетики. Полученный Grass-Kottowsky перегрев калия $\sim 900^\circ$ приводил бы в случае аварийной ситуации к тепловому взрыву внутри реактора. К счастью, этот эксперимент оказался ошибочным (что было показано одним из авторов этой книги) [18]. Но за несколько лет между указанным сообщением и нахождением ошибки стимулированные громадными финансовыми вкладами со стороны атомной энергетики исследователи во всем мире искали пути внешнего искусственного снятия такого перегрева. Практически единственным способом было наложение колебаний (звуковых или ультразвуковых). Вот это и привело к мощному импульсу в изучении процессов взаимодействия вибраций и тепломассообменных процессов.

Надо сказать, что мастерству исследования вибраций для достижения определенных технических целей инженеры научились сравнительно недавно, т.е. значительно позднее, чем овладели методом борьбы с вредными колебаниями. А это все опиралось на развитие термомеханических колебаний, в свое время стимулировавшихся актуальностью борьбы с вибрациями. Тем не менее существенных теоретических разработок по взаимодействию ТМО и вибраций не существует и поэтому основные методы исследований были экспериментальными. Эти методы отличаются целями исследований и конструктивными особенностями применяемых экспериментальных установок. Рассмотрим наиболее типичные экспериментальные установки.

6.2. Установка для изучения зародышеобразования в жидкости с периодическим изменением давления (по [2])

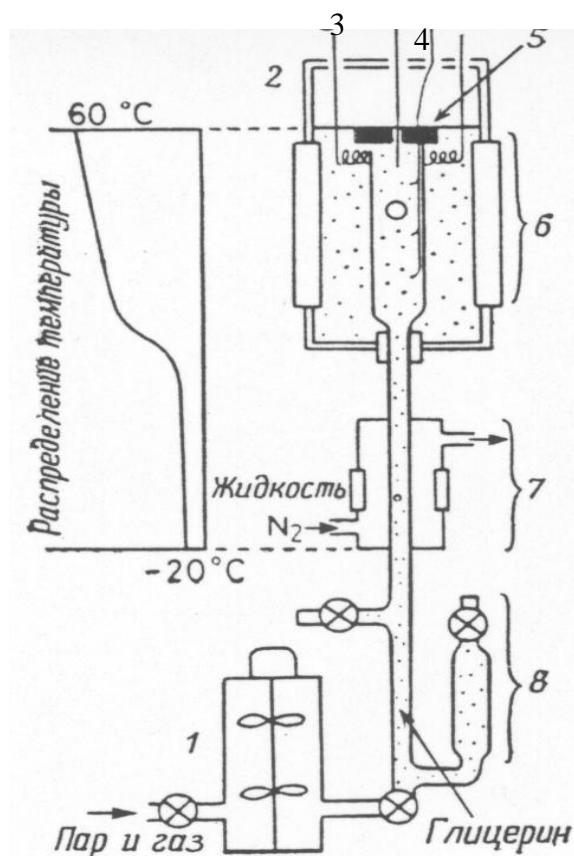


Рис. 6.1. Экспериментальная установка

1 – камера смешения; 2 – сосуд давления; 3 – нагреватель; 4 – термопары; 5 – ультразвуковой генератор; 6 – рабочий участок; 7 – участок для конденсации парового или парогазового пузыря в каплю; 8 – камера для получения парового или парогазового пузыря.

конденсации этого пузыря заключены в трубку из стекла внутренним диаметром 4 мм и длиной 400 мм. В верхней части сосуда высокого давления установлен ультразвуковой генератор для получения периодических колебаний давления жидкости. С учетом характерного времени гомогенного зародышеобразования пузырьков рабочие значения частоты ультразвуковых колебаний выбраны равными 50 и 25 кГц. Для генерации первых использовался пьезоэлектрический генератор дискового типа наружным диаметром 50 мм и толщиной 5 мм, а вторые получались с помощью цилиндрического пьезоэлектрического генератора наружным диаметром 20 мм и внутренним диаметром 14 мм.

При частоте 450 кГц длина волны составила 4 мм. При этом считалось, что в рабочем участке образуется плоская волна. В случае частоты 25 кГц в рабочем участке образовывалась стоячая волна сжатия длиной 76 мм. Детальное описание устройства рабочего участка с генераторами колебаний

Известно, что периодическое изменение давления жидкости оказывает сильное влияние на спектр распределения числа зародышей кипения в объеме жидкости по радиусам и на величину перегрева жидкости. При этом период колебаний должен быть соизмерим с характерным временем зародышеобразования.

Экспериментальная установка состоит, как показано на рис. 6.1, из камеры смешения, камеры для получения парового или парогазового пузыря, участка для конденсации этого пузыря в каплю и рабочего участка. Рабочий участок помещен в сосуд длиной 200 мм и внутренним диаметром 20 мм. Камера для получения парового или парогазового пузыря и участок для

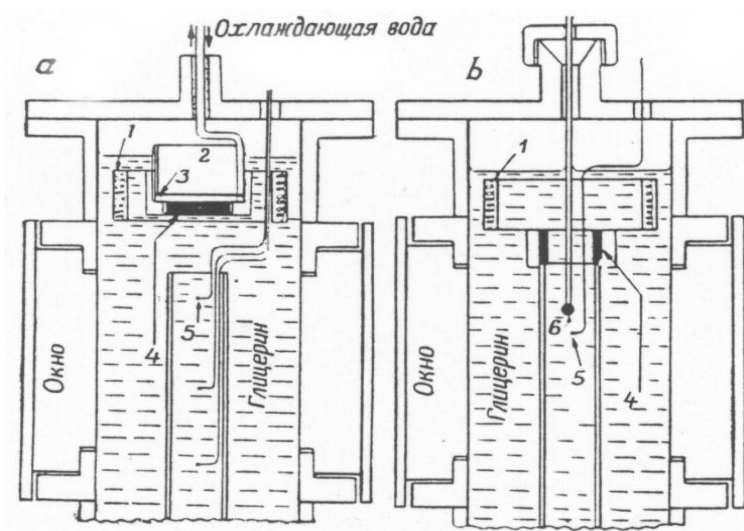


Рис. 6.2. Рабочие участки с генераторами для получения колебаний давления жидкости частотой 450 и 25 кГц соответственно: 1 – нагреватель; 2 – отражатель; 3 – охлаждающий элемент; 4 – ультразвуковой генератор; 5 – термопары; 6 – преобразователь давления

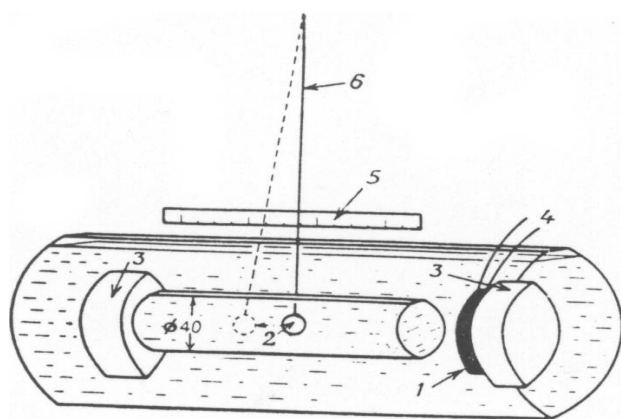


Рис. 6.3. Установка для измерения давления ультразвукового излучения: 1 – ультразвуковой генератор; 2 – сфера диаметром 15 мм; 3 – отражатель; 4 – провода; 5 – шкала; 6 – проволоочная подвеска.

На рис. 6.3 показана установка, представляющая акустический эквивалент рабочего участка. Для измерения локальных значений звукового давления использовался датчик, показанный на рис. 6.4, с коэффициентом дифракции, равным единице. Основным элемент датчика представляет собой ультразвуковой генератор с пьезоэлектрическим излучателем диаметром 5 мм и толщиной 1 мм, собственная частота которого составляет 2 МГц. На рис. 6.5 показано типичное распределение звукового давления по длине

частотой 450 и 25 кГц приведено на рис. 6.2,а и 6.2,б. Для охлаждения генератора колебаний частотой 450 кГц использовалась вода, а снижение потерь мощности генератора осуществлялось с помощью алюминиевого плоского отражателя толщиной 5 мм и воздушного зазора между этими отражателем и генератором. Предельный перегрев капли определен по известной модели с тем отличием, что на процесс накладывалось периодически меняющееся давление. В случае ультразвуковых колебаний частотой 25 кГц капля прекращала движение в точке, расположенной под генератором, и погрешность измерений предельного перегрева была ~1 К.

Давление ультразвуковых волн можно вычислить по формуле

$$p = \sqrt{2\rho C^2 F},$$

где p – звуковое давление, F – давление ультразвукового излучения, ρ – плотность глицерина, C – скорость звука в глицерине.

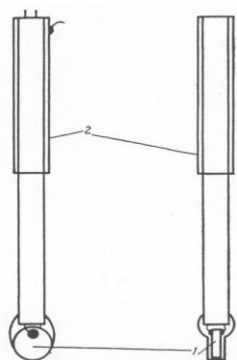


Рис. 6.4. Датчик звукового давления: 1 — пьезоэлектрический преобразователь; 2 — экранированный кабель

рабочего участка, измеренное описываемым датчиком. На нижнюю колеблющуюся часть поверхности цилиндрического генератора приходилась пучность волны, а узел волны находился на 4 см ниже. Внутри цилиндрического генератора распределение амплитуд имеет как видно по сплошной и штриховой линиям на рис. 6.5, несколько иной вид, чем снаружи. Определенная полудлина волны (~ 4 см) совпадает с расчетной скоростью звука в глицерине.

Так как собственная частота капли ~ 1 кГц (т.е. существенно ниже частоты колебаний давления в эксперименте), резонансная пульсация капли в работе не наблюдается.

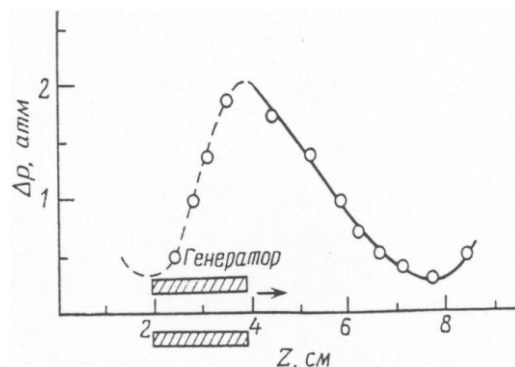


Рис. 6.5. Распределение звукового давления при частоте 25 кГц

6.3. Исследование вибраций нагревателя в виде тонких проволок на пузыреобразующие действия пор

Механическое воздействие на нагреватель, как активатор центров кипения, изучалось И.И. Марковым [5]. Одна из установок (рис. 6.6) состояла из двух коаксиально соединенных сосудов: внутреннего 1 с исследуемой

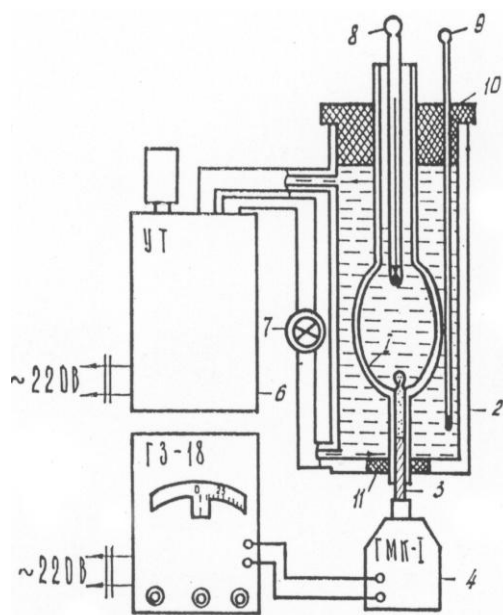


Рис. 6.6. Экспериментальная установка для исследования влияния кавитации на активность поры

пучностью и внешнего 2. Внутренний (емкостью 0,1 л) и внешний (емкостью 0,5 л) сосуды соединены между собой посредством резиновых пробок 10, 11. Между стенками указанных сосудов циркулирует жидкий теплоноситель (глицерин или вода), выполняющий функцию нагревателя. Его температура с помощью ультратермостата 6 поддерживается при заданном уровне. Расход теплоносителя регулировался краном 7. Внутренний сосуд заканчивался капилляром диаметром 0,30 мм, а снизу вставлялась тарированная проволока диаметром 0,29 мм так, что в верхней части образовалась цилиндрическая пора глубиной 2-4 мм. Тарированная проволока 3 приводилась в колебательное движение с

помощью генератора механических колебаний (ГМК-1).

Опыты показали, что при перегревах на 2-3 К и при изменении частоты колебаний от 1 Гц до 2 кГц пузыреобразование на центре не наблюдается. При росте температурного напора до $\Delta T = 5,4$ К и частоты колебаний до 50 Гц ($A = 1,15$ мм) пора становилась активной и процесс пузыреобразования на данном центре происходил до полного выкипания жидкости. Без изменения перегрева ΔT проволоочка выводилась во внутрь сосуда и приводилась в колебательное движение с частотой 2 кГц, а затем опускалась в положение, указанное выше. Частота колебаний плавно уменьшалась и, когда она достигла 170 Гц ($A = 1,15$ мм), центр вновь становился активным. Увеличение температурного напора до значения $\Delta T = 7,4^\circ$ приводило к тому, что процесс пузыреобразования начинался при $f = 30$ Гц и $A = 1,15$ мм, $f = 180$ Гц и $A = 0,23$ мм. Увеличение перегрева свыше 10 К приводило, как правило, к самопроизвольному вскипанию. По мнению авторов причиной вскипания при указанных перегревах является тот факт, что между стенками проволоочки и стенками цилиндра образовался кольцевой зазор, представляющий собой своеобразную пору с воздухом шириной $d = 0,005$ мм, которая становилась активным центром при указанных выше перегревах. Вскипание во всех случаях проходило в виде взрыва. Большая часть жидкости при этом выбрасывалась из сосуда, но после этого всплеска наблюдался обычный рост пузырьков из поры. И.И. Марков пришел к выводу: при вибрации проволоочки в полости поры возникает каверна, активизирующая пору при соответствующих перегревах.

Вторая серия опытов И.И. Маркова по выяснению влияния вибраций на активность пор была проведена с сосудом, закрепленным на виброустановке ВУС-70/200 (рис. 6.7).

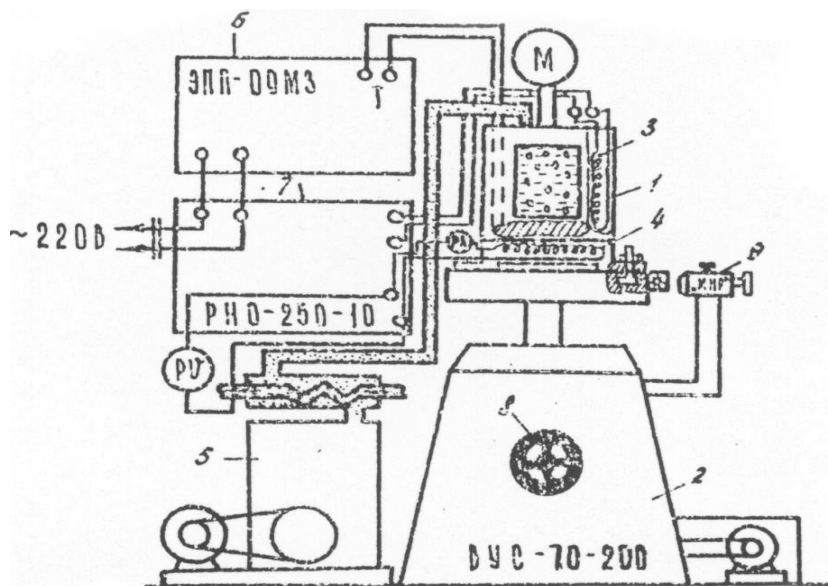


Рис. 6.7. Экспериментальная установка для исследования влияния вибрации на активность пор

Ко дну сосуда была приварена плита, на поверхности которой имелось сто пор, отличающихся друг от друга глубиной и диаметром ($d = 0,1-1,25$ мм, $h = 0,25$ мм). Соответствующий перегрев исследуемой поверхности создавался поворотом маховика 8 и измерялась с помощью микроскопа «Мир-9» по величине смещения подсвечиваемой щели

в торце установки. Температура жидкости и поверхности нагрева измерялась с помощью термопар и потенциометра 6.

При достижении перегревов $\Delta T = 15$ К функционировали все центры на поверхности. Увеличение частоты вибрации до 200 Гц ($A = 0,5$ мм) приводило к тому, что отрывные диаметры пузырьков уменьшались, а частота их отрыва увеличивалась. Величина амплитуды колебаний регулировалась в пределах 100 Гц. Увеличение амплитуды до 1 мм в нагревателе 4 ($N = 3$ кВт) приводило к тем же результатам.

6.4. Установки для определения акустических и тепловых характеристик процесса кипения

Для изучения контроля хода процесса кипения с целью обеспечения безаварийной работы аппаратов в 70-х годах было проведен цикл экспериментальных работ в Ставрополе. Несколько установок было спроектировано под руководством Б.М. Дорофеева [1].

6.4.1. Схема экспериментальной установки при использовании прямого разогрева поверхности кипения электрическим током показана на рис. 6.8 [2]. Температура исследуемой жидкости в рабочем сосуде 5 емкостью $3,5 \text{ дм}^3$ задавалась постоянной при помощи холодильника, укрепленного на верхней крышке сосуда. Кипение происходило на нагревателе 6. Акустические измерения выполнялись гидродиском 4. Сигнал с выхода гидрофона после усиления широкополосным стабильным усилителем 7 подавался на вход шумомера 8 (квадратичного милливольтметра) для определения действующего значения звукового давления.

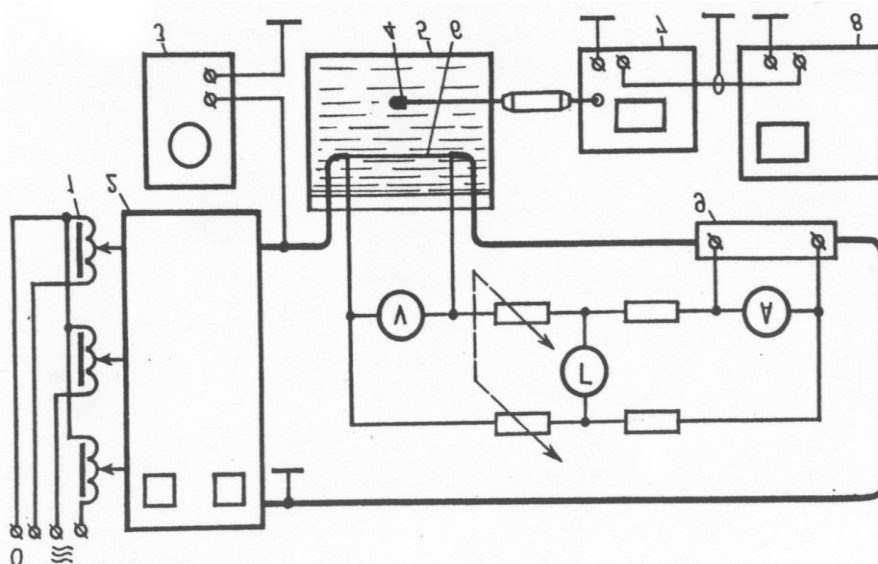


Рис. 6.8. Экспериментальная установка прямого электрического обогрева (пояснения в тексте)

На одном графике строилась зависимость $q(\Delta R)$ (кривая кипения, т.к. $\Delta R = R - R_o$, $\Delta T = T_{cp} - T_{нас}$, где R_o – сопротивление нагревателя при температуре

насыщения) и звукового давления $p_{36}(\Delta R)$. Проведение опытов по описанной методике позволило обойтись без градуировки нагревателя как термометра сопротивления, что представляет известные трудности при большом (порядка 1000 К) диапазоне изменения его температуры [2]. Сопоставление зависимостей $q(\Delta R)$ – I и $p_{36}(\Delta R)$ – II (рис. 6.9) дает возможность определять характер изменения уровня шума при пузырьковом кипении до момента

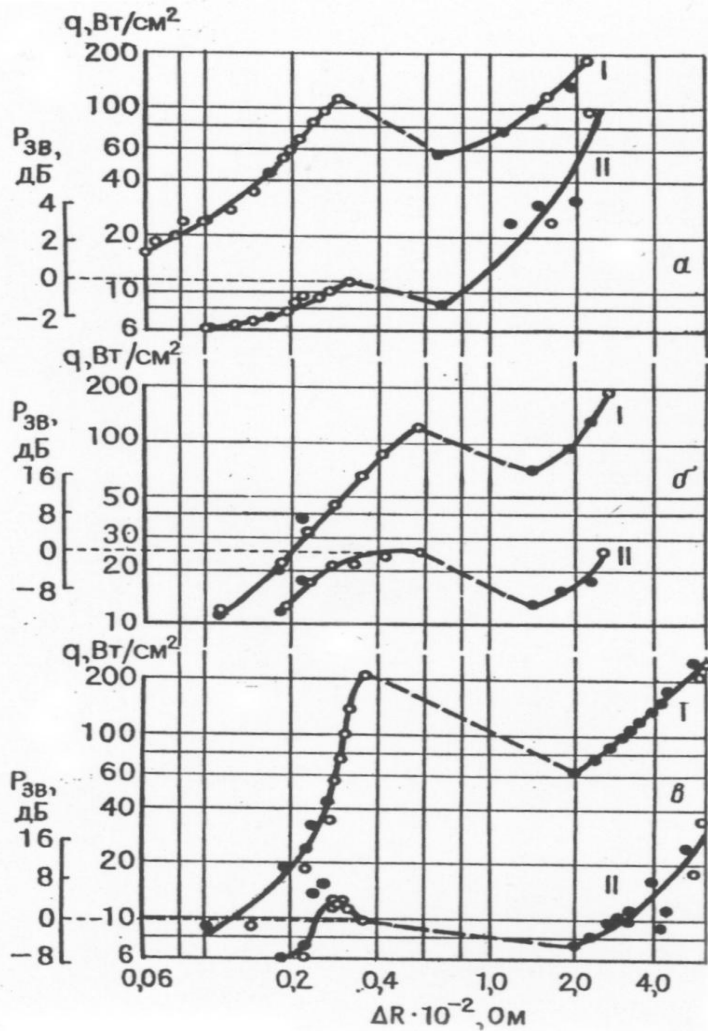


Рис. 6.9. Кривые кипения (I) и зависимости уровня сопровождаемого шума (II). Нагреватель – вольфрамовая проволока, длина которой: а, б – 30, в – 24 мм; диаметр: а, б – 0,8, в – 0,5 мм. Исследуемая жидкость – спирт: а – пропиловый, б, в – этиловый. Температура спирта: а – 13, б – 18, в – 22 °С. Статическое давление – атмосферное. Гидрофон Ц-6-Э. Абсолютный уровень звукового давления не определяется. Данные получены: 0 – при росте и в – при уменьшении тепловой нагрузки

валяется тем быстрее, чем выше температура жидкости.

При пленочном кипении с ростом q происходит повышение p_{36} . Однако при генерации квазипериодического сигнала более или менее выраженные резонансные эффекты часто приводили к нарушению указанной зависимости.

наступления первого кризиса теплоотдачи при кипении (при увеличении q), а также при пленочном кипении вплоть до второго кризиса (при уменьшении q). Опыты Б.М. Дорофеева показали, что в режиме пузырькового кипения при монотонном росте q уровень шума кипения монотонно повышается, а непосредственно перед кризисом перестает расти и начинает падать раньше наступления кризиса (см. рис. 6.9). Причина неодинакового хода кривых $p_{36}(\Delta R)$ заключается в разной степени влияния поглощения звука в двухфазной среде на регистрируемый акустический сигнал. С ростом q среднее во времени объемное паросодержание и вместе с ним поглощение звука увеличи-

6.4.2. Так как *прямой электрический обогрев* теплоотдающей поверхности из-за «гистерезиса» кипения не позволяет воспроизводить переходный режим (см. рис. 6.9), то переходная область может быть исследована при паровом или электронном обогреве, а также при кипении на достаточно массивных нагревателях, обладающих большой тепловой инерцией.

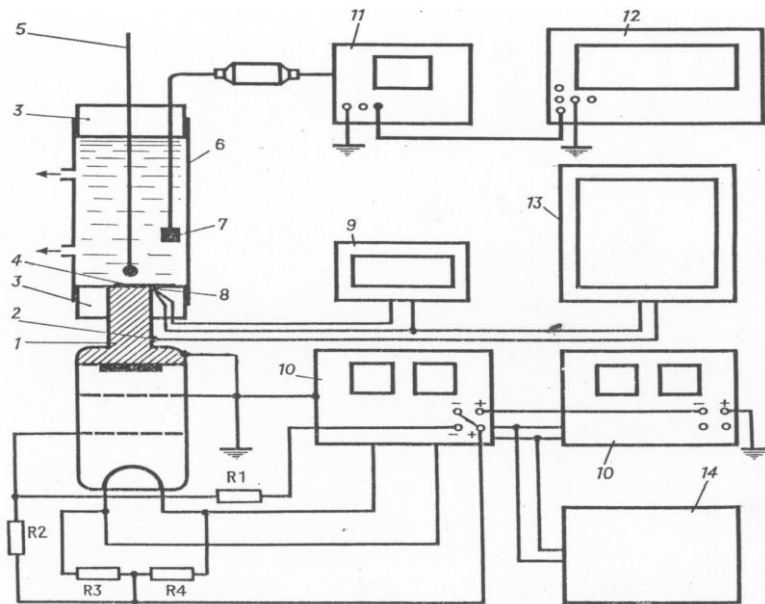


Рис. 6.10. Экспериментальная установка электронного обогрева

При использовании электронного обогрева в опытах Б.М. Дорофеева поверхностью кипения 4 (рис. 6.10) служил торец цилиндрической медной теплопроводящей насадки 1 (диаметром 11,3 мм), припаянной серебром к аноду мощной генераторной лампы (ГУ-27А). Рабочий сосуд 6 был выполнен из пирекса. Поддержание заданной температуры жидкости производилось в результате ее прокачивания через термостат. Тепловой поток

определялся по падению температуры на участке заданной длины (10 мм) теплопроводящей насадки. С этой целью использовались два панельных электрода 2 и 8, вместе с насадкой образующих дифференциальную термопару, э.д.с. которой регистрировались электронным самописцем 13. Звуковые измерения выполнены гидрофоном 7.

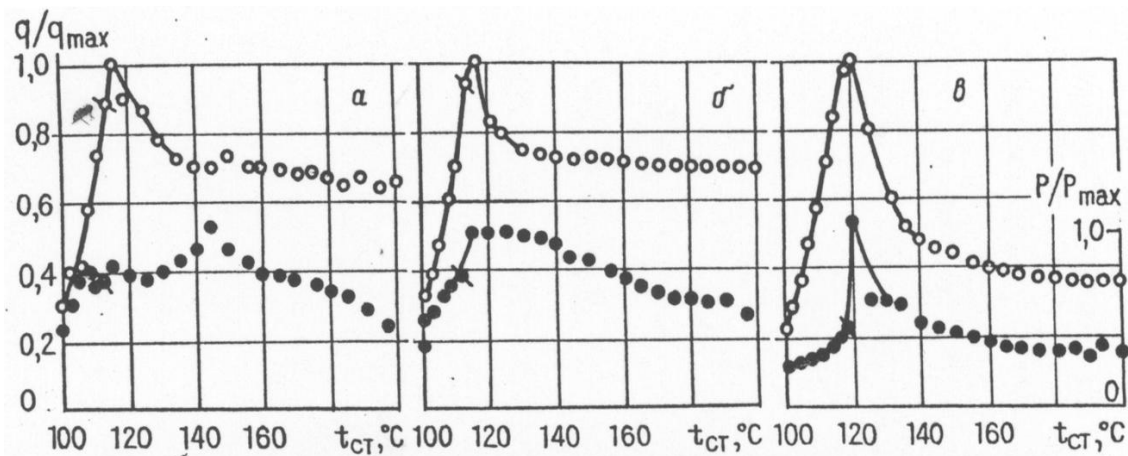


Рис. 6.11. Кривые кипения (а) и зависимости действующего давления сопровождающего шума (а). Электронный обогрев. Поверхность кипения медная изотермическая. Теплоноситель – дистиллированная вода с температурой на выходе термостата 88 °С. Статическое давление – атмосферное. Гидрофон Ц-9,6-М. Поверхность кипения: а – полированная; б – обработанная грубой наждачной бумагой; в – такая же, как и в случае (б) и затем «приработанная» в результате длительного кипячения

После включения установки $T_{ст}$ медленно (чтобы не сказало время релаксации термопар) повышалась, при этом проводилась непрерывная запись q и $p_{зв}$ во всей области пузырькового, а затем и переходного кипения (образование сплошной пленки пара контролировалось визуально). В ходе записи ряд значений $T_{ст}$ одновременно фиксировался на диаграммных лентах обоих самописцев в виде меток, что позволяло при этих температурах нанести на графиках зависимости $q(T_{ст})$ и $p_{зв}(T_{ст})$ (рис. 6.11).

6.5. Установка с вибрацией нагревателя в виде пластины в большом объеме

Последние исследования вибраций проводились на установках с большим объемом жидкости и большим нагревателем, подвергающимся вибрациям при помощи специального стенда.

Экспериментальный стенд (рис. 6.12) ИГТМ НАНУ (см. гл. 1 [79]) представляет собой установку с неподвижной емкостью, в днище которой установлен нагревательный блок, закрепленный на вибростенде. На верхней крышке емкости установлен датчик давления, фиксирующий давление в емкости, и направляющая втулка для термопар, располагаемых в жидкости на расстоянии 0,01 м и 0,1 м над поверхностью. Нагревательный блок выполнен по типу теплового клина, на рабочем торце которого припаяна исследуемая медная пластина диаметром 0,023 м и толщиной 0,003 м. С целью моделирования перераспределения тепловых потоков в верхней части нагревателя приварен стальной теплоъемник в виде переходного кольца толщиной 0,0003 м и наружным диаметром 0,06 м. Верхняя часть

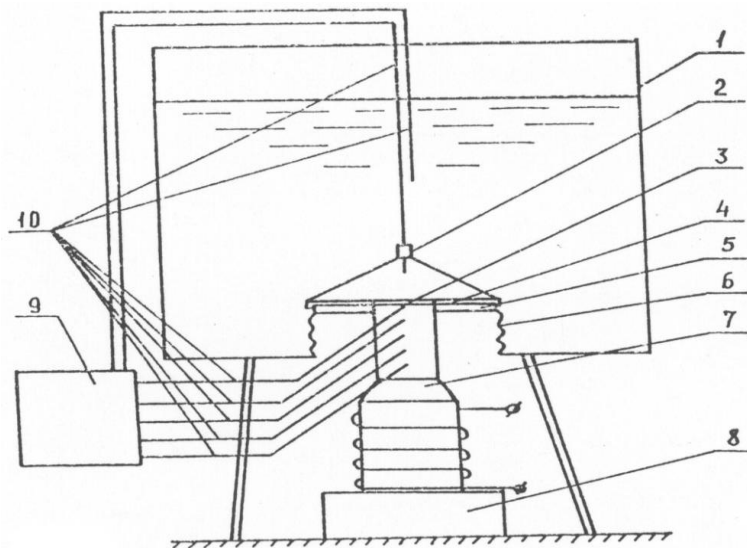


Рис. 6.12. Экспериментальный стенд: 1 – бак, 2 – втулка для крепления термопар, 3 – исследуемая пластина, 4 – эбонитовый изолятор, 5 – теплоъемник, 6 – сильфон, 7 – нагреватель, 8 – вибратор, 9 – информационно-измерительная система, 10 – термопары.

теплоъемника изолирована от жидкости эбонитовым изолятором, на котором закреплена втулка для крепления термопар, расположенных внутри жидкости. Соединение нагревательного блока с дном емкости организуется посредством сильфона, обеспечивающего возможность продольной вибрации нагревателя. Вдоль оси нагревателя через каждые 0,01 м от рабочего торца установлены 5 термопар.

В процессе проведения эксперимента

возникала необходимость контролировать одновременно большое количество замеров температур и на основании их оперативно производить анализ тепловых потоков при различных условиях вибрации. Разработанное программное обеспечение позволяло в течение 1 с собрать информацию со всех каналов, обработать ее и представить в удобной форме в виде графиков и рисунков. В целом применение автоматизации эксперимента дало возможность значительно увеличить темп эксперимента, повысить достоверность получаемых результатов и оптимизировать процесс опыта.

На описанной выше установке был проведен ряд опытов по исследованию кипения на медной пластине со средним значением микронеровностей 30,5 мкм при атмосферном давлении в условиях глубокого недогрева. В качестве рабочей жидкости использовался этанол. Начальный недогрев составлял 55 К. В процессе эксперимента среднемассовая температура жидкости увеличивалась.

Опыты проводились как без вибраций, так и при наличии вибрации нагревателя. Вибрационное воздействие на нагреватель задавалось вибратором при частотах 15, 20, 25 Гц. На каждой частоте изменялись виброскорость (до 270 м/с), виброускорение (до 42 м/с²) и амплитуда вибрации (до $2,4 \cdot 10^{-3}$ м). В опытах фиксировались температуры в нагревательном блоке и в жидкости.

В результате проведения экспериментов было выявлено, что вибрации нагревателя существенно влияют на протекание теплообменных процессов, имеющих место при кипении жидкости.

Заложенные в конструкцию установки особенности позволили реализовать значительное распределение тепловых потоков между теплосъемником и жидкостью.

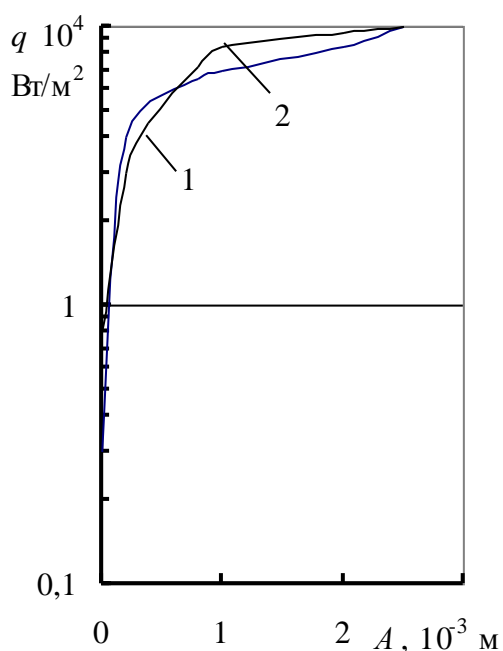


Рис. 6.13. Перераспределение тепловых потоков при изменении амплитуды вибрации нагревателя: 1 – 20 – 25 Гц; 2 – 15 Гц

Особенно ярко это наблюдалось при низкой тепловой нагрузке. Так, проведенные оценки показывают, что при отсутствии вибрации лишь некоторая доля энергии передавалась жидкости. Остальная часть тепла отводилась теплосъемником. При этом температура рабочей поверхности медной пластины составляла 361 К.

Вибрация нагревателя вызывала перераспределение тепловых потоков таким образом, что с увеличением амплитуды вибрации количество тепла, передаваемого жидкости, увеличилось (рис. 6.13) и при достижении амплитуды $2,4 \cdot 10^{-3}$ м изменилось (по сравнению с тепловым потоком без вибрации) на порядок. Термическое сопротивление переносу тепла от нагретой поверхности

к жидкости в условиях вибраций стало значительно меньше.

Увеличение амплитуды вибрации вызывало также и снижение температуры рабочей поверхности медной пластины (рис. 6.14). При амплитуде $2,4 \cdot 10^{-3}$ м температура поверхности уменьшалась (по сравнению с ее значением без вибраций) на 25 К и в некоторых случаях кипение жидкости полностью прекращалось.

Авторы (см. гл. 1 [79]) сделали вывод, что в условиях возможных перетечек тепла по корпусу при малых тепловых мощностях вибрация нагревателя приводит к снижению термосопротивления при теплоотдаче в

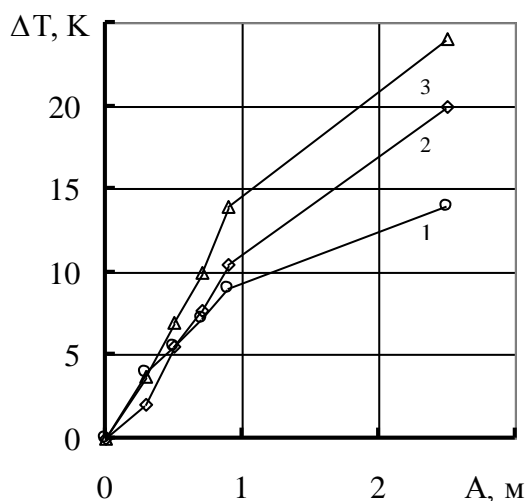


Рис. 6.14. Зависимость изменения температуры медной пластины ΔT от амплитуды вибраций нагревателя: 1 – ω - 15 Гц; 2 – 20 Гц; 3 – 25 Гц

жидкость, что является причиной перераспределения тепловых потоков в направлении снижения потерь по корпусу. При этом возможны смены режимов теплообмена. При больших мощностях этот эффект проявлялся также, однако количественная его величина значительно меньше. Так, при повышении тепловой мощности до 70 Вт - 140 Вт эффекты перераспределения тепловых потоков и интенсификации теплообмена выражены не столь явно: температура поверхности практически не изменяется. В этих случаях о наличии интенсификации теплообмена можно судить лишь по росту температуры жидкости.

6.6. Установка Zitko-Afgan

Блок-схема экспериментальной установки (см. гл. 1 [101]) показана на рис. 6.15. Устройство для измерения кипения в объеме на горизонтальной поверхности включало выполнение следующих требований:

- наличие конструкции с фиксированными точками;
- неподвижную по отношению к этой конструкции испытательную секцию;
- испытательная секция при горизонтальном движении должна испытывать низкое сопротивление трения;
- тепловые потоки от поверхности нагрева должны соответствовать развитому кипению в большом объеме.

Как видно из схемы (рис. 6.15) установка представляет собой емкость с поверхностью нагрева внизу емкости (площадью $6 \cdot 10^{-4}$ м²). Контроль тепловых режимов емкости регулируется дополнительным нагревателем нагрузки. Горизонтальные вибрации осуществлялись с помощью горизонтального движения нагревателя. Теплоотвод к поверхности нагрева

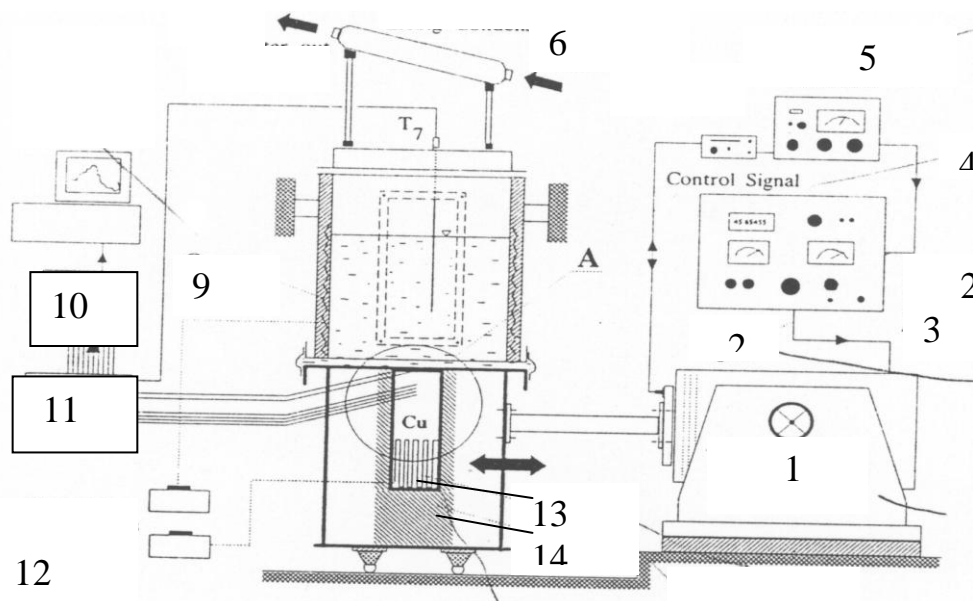


Рис. 6.15. Установка для измерения кипения в объеме на горизонтальной поверхности: 1- элемент возбуждения; 2- управляющий сигнал; 3 – усилитель мощности; 4 – контрольный сигнал; 5 – контроль возбуждения; 6 – вход воды; 7 – конденсатор; 8 – выход воды; 9 – тепловой коллектор; 10 – преобразователь; 11 – тепловая панель; 12 – трансформатор; 13 – главный нагреватель; 14 – изоляция

обеспечивался медным стержнем с электронагревом. Тепловые потоки определялись при помощи измерения температурного градиента в медном стержне и в теле поверхности, приваренный к стержню. Изоляция

электрического нагревателя и медного стержня минимизирует тепловые потери. Установка позволяла определять тепловые потоки к поверхности нагревателя двумя независимыми методами соответственно через температурную границу в медном стержне и при помощи величины джоулевого тепла от электрического нагревателя. Температурный график определялся 4 термопарами T_1-T_4 , установленными в центре медного стержня по сечению поперек и вдоль его длины, как показано на рис. 6.16. Максимальные тепловые потоки достигали в опытах величин $q=5,5 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2$. Перегрев жидкости определялся температурой на поверхности нагрева. Две термопары

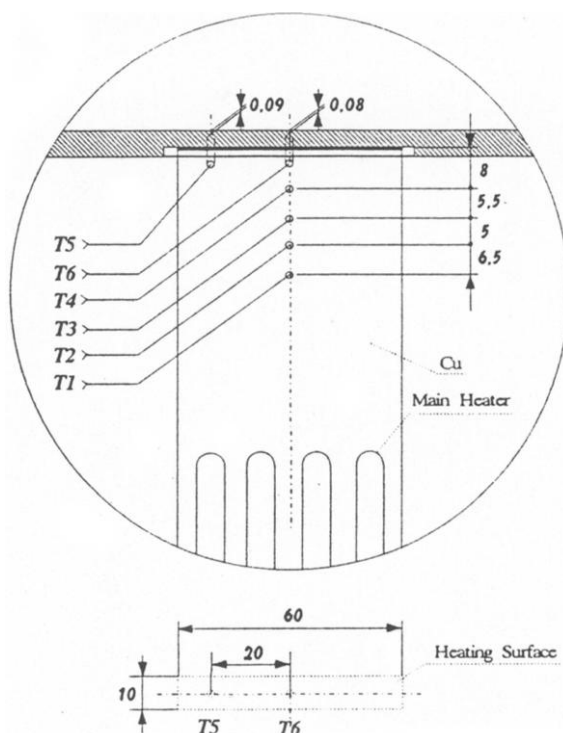


Рис. 6.16 Схема расположения термопар: 1 – поверхность нагрева

T_5 и T_6 были заделаны в поверхность нагрева с расстоянием 0,09 и 0,08 мм (см. рис. 6.16). По величине тепловых потоков и температуре в некоторой точке на заранее predetermined расстоянии находилась температура поверхности.

6.7. Изучение кипения на вибрирующей поверхности малого размера (гл.1 [13])

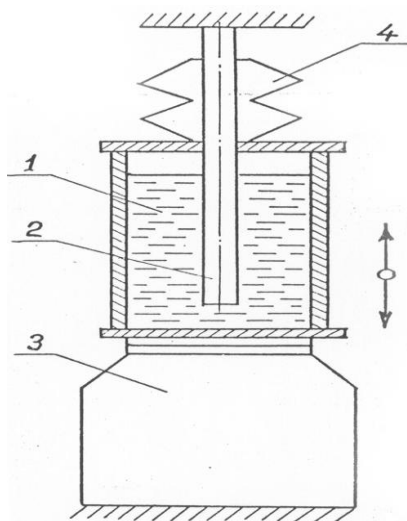


Рис. 6.17 Схема экспериментальной установки по исследованию теплообмена на «обращенной» поверхности нагрева: 1 – рабочая камера с жидкостью; 2 – теплоотдающая поверхность; 3 – платформа вибростенда 4 – ВЭДС-10А; уплотнительный сильфон

Г.Р. Кудрицкий. изучил кипение с вибрацией на поверхности малого размера, обращенной вниз. Опыты проводились на установке (рис. 6.17), рабочая камера которой выполнена в виде герметичного цилиндра из оргстекла диаметром 90 мм и высотой 240 мм, заполненного на 75-80 % жидкостью. Камера жестко закреплена на платформе вибрационного электродинамического стенда типа ВЭДС-10. Жидкость в камере подогревалась до температуры насыщения вспомогательным нагревателем и поддерживалась в опытах на заданном уровне. Рабочий элемент, конструкция которого подобна описанной в параграфе 6.1, в процессе исследований оставался

неподвижным. Конструкция элемента позволяет определять плотность теплового потока, температуру поверхности и ее пульсации в процессе генерации паровых пузырей. Исследования проведены на дистиллированной воде при атмосферном давлении. Частота вибрационного воздействия составляла $30-400\text{ с}^{-1}$, ускорение платформы вибростенда – $(3-6)g$. Плотность теплового потока достигала $2,5\text{ мВт/м}^2$. Теплоноситель в камере доводился до температуры насыщения вспомогательным нагревателем, после чего включался рабочий элемент. После дегазации поверхности нагрева и стабилизации процесса кипения в режиме работы на поверхности одного центра парообразования измерялись тепловой поток и температура поверхности. Затем включалась вибрационная платформа и при выбранных частоте и ускорении повторялись температурные измерения. Опыты проводились при различных частоте, ускорении вибрационной платформы и плотности теплового потока.

6.8. Экспериментальное изучение воздействия вибраций на характеристики парожидкостных потоков при вынужденном течении теплоносителя в обогреваемой трубе

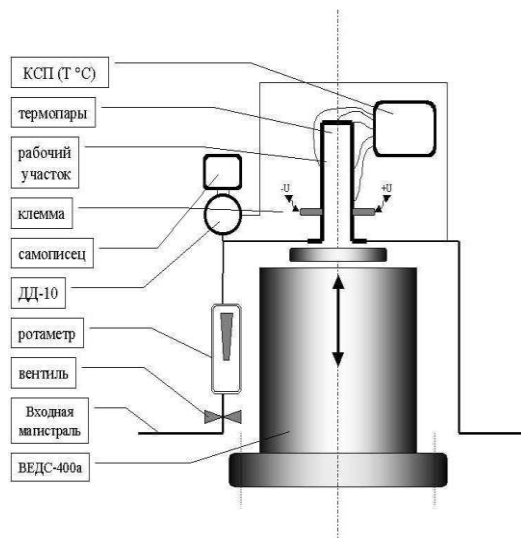


Рис. 6.18. Экспериментальная установка

Экспериментальные исследования гидродинамических процессов в двухфазном потоке при вынужденном течении теплоносителя, т.е. для случая теплообмена в охлаждаемом тракте при наложении внешних вынужденных вибровоздействий проводились на экспериментальной установке (рис. 6.18) с несколькими экспериментальными участками (рис. 6.19 и 6.20).

Подвод тепла в опытах осуществлялся прямым пропусканием постоянного электрического тока от сварочного аппарата $U=15\text{В}$, $I=300\text{ А}$, $q \approx 10^5\text{ Вт/м}^2$.

Авторы (О. Марченко, К. Присняков) [6, 7] изучали физическую картину формирования структуры двухфазного потока и оценивали изменения гидравлического сопротивления двухфазного потока в широком диапазоне частот и амплитуд наложенных колебаний.

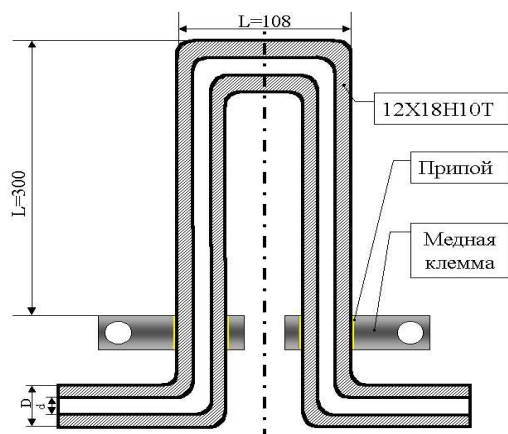


Рис. 6.19 Экспериментальные участки для исследования теплообмена и гидравлического сопротивления по длине обогреваемого канала №1 и №2

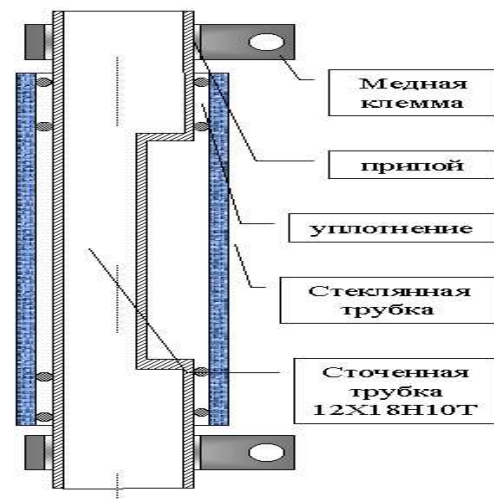


Рис. 6.20 Экспериментальный участок для визуального наблюдения за режимами течения 2-х фазного потока при вынужденном воздействии

6.8.1. Экспериментальная установка

Экспериментальная установка разрабатывалась на базе промышленного стенда ВЭДС-400А, имеющего следующие характеристики:

- рабочий диапазон частот - $\omega=5-50000$ Гц;
- номинальная величина виброускорений без нагрузки на стол вибратора – $a=400$ м/с²;
- допустимая масса нагрузки на столе - $m=90$ кг;
- максимальная амплитуда смещения на частоте $\omega=20$ Гц - $A=10$ мм.

Нагрев рабочего участка осуществлялся прямым пропусканием тока от источника постоянного тока с силой $I=315$ А при подключенной нагрузке – $U \approx 15$ В.

Охлаждение рабочего участка производили проточной водой. Контроль расхода осуществлялся ротаметром поплавкового типа, имеющим линейную расходную характеристику, определяемую по формуле $G = 0,8 + 0,18 n$, где G - расход воды через ротаметр, л/с; n - количество делений ротаметра.

К входу и выходу экспериментального участка подключался дифференциальный датчик давления для измерения изменений и пульсаций давления при кипении. Показания прибора выводились на самописец. Подвод и отвод воды к экспериментальному участку осуществлялся металлическими трубками из нержавеющей стали, скрученными в виде змеевика, что позволяло осуществлять колебания участка при неподвижном положении подводящей и отводящей магистрали. Температура воды на входе в экспериментальный участок контролировалась ртутным термометром.

Температуры поверхности рабочего участка измерялись термопарами типа ХК. Для каждой термопары в отдельности была получена тарировочная характеристика и определен поправочный коэффициент. Термопары были изолированы от измеряемой поверхности слюдой для предотвращения появления шагового напряжения по длине королька, поскольку через рабочий участок осуществляется прямое пропускание электрического тока. Выводы термопар подключались к измерительному прибору, оборудованному системой компенсации термо ЭДС, возникающей в местах подключения холодных концов. Результаты измерения выводились на диаграммную ленту.

6.8.2. Экспериментальные участки

Для проведения экспериментальных работ использовались три экспериментальных участка. Два из них принципиально не отличаются друг от друга и выполнены в виде трубок из нержавеющей стали 12Х18 Н10Т.

Эти участки можно условно разделить на три части: 1 - вертикально восходящая; 2 -горизонтальная; 3-вертикально нисходящая. Обоснованием такой формы можно было считать предположение о том, что процессы

теплообмена и гидродинамики будут неодинаковы в зависимости от направления течения охлаждающей жидкости (вверх, горизонтально, вниз). Первые эксперименты это доказали. Особенно интересны процессы в местах изменения направления течения жидкости, когда разность температур в одном и том же сечении, но по внутренней и наружной стороне загиба даже без вибраций отличается на величину около 25 К. Третий участок создан для визуального наблюдения за процессами теплообмена при кипении.

Естественно, что протекание всех процессов на этом участке существенно отличается от процессов в трубках. Участок сделан в предположении наблюдения некоторых общих закономерностей и процессов гидродинамики этого участка и закрытых трубок (рост и схлопывание пузыря, заполнение канала паровыми пробками, течение паровых полостей по направлению и против направления движения жидкости коагуляция пузырей и т.д.).

6.8.3. Методика проведения экспериментов

Важнейшим показателем, характеризующим эффективность процесса отбора тепла от нагревательной поверхности к охлаждающей жидкости, является изменение температуры стенки нагревательной поверхности. С ростом интенсивности процесса теплообмена температура нагревателя должна уменьшаться (при постоянных значениях подводимой энергии и расхода охладителя). Система управления вибростендом позволяла плавно изменять частоту и амплитуду колебаний рабочего стола от минимальной до максимальной. Из параметров вибрации контролировались частота и виброускорение. Предпочтение измерению виброускорения, а не амплитуды колебаний объясняется тем, что именно виброускорение отображает ту часть энергии, которую получает жидкость при воздействии на нее вибрации.

Зависимость между виброускорением и амплитудой определяется формулой $A = 50 \frac{a}{f^2}$, где $A = 2 \cdot S$ - амплитуда колебаний, S - виброперемещение (половина полного размаха), a - величина виброускорения, f - частота (в этой формуле $A=[мм]$; $f=[Гц]$; $a=[м/с^2]$).

Методика проведения экспериментов заключалась в том, что при неизменных значениях величин расхода, тока через участок, напряжения на токоподводящих клеммах и температуры воды на входе изменялись - частоты ($\omega=10-300$ Гц с шагом 10 Гц) и виброускорения ($a=0-400$ м/с² с шагом 100 м/с²).

6.8.4. Анализ экспериментальных результатов *

Предварительные результаты экспериментов показали, что при течении охлаждающей жидкости через нагреваемый канал вибрации оказывают вклад в интенсификацию теплообменных процессов.

*) В экспериментах принимал участие О.Марченко.

Эксперименты подтвердили наличие частот, интенсивность теплообмена на которых резко возрастает. Наблюдался также незначительный процесс ухудшения теплообмена на определенных частотах.

На рис. 6.21-6.28 приведены графики, отражающие результаты исследований. Из серии опытов максимальные эффекты наблюдались на частоте 70 Гц при $a=700 \text{ м/с}^2$. Очевидно, что с дальнейшим ростом a будет происходить дальнейшая интенсификация тепломассообмена, но $a=700 \text{ м/с}^2$ - это предельная величина, связанная с конструктивными особенностями вибростенда. Новая большая серия экспериментов была проведена по изучению влияния вибраций на гидродинамические и теплообменные процессы при вынужденном течении жидкости в магистральных. На рис. 6.21 представлены графики зависимости изменения температуры нагретой стенки трубки после воздействия вибрации при вынужденном течении воды

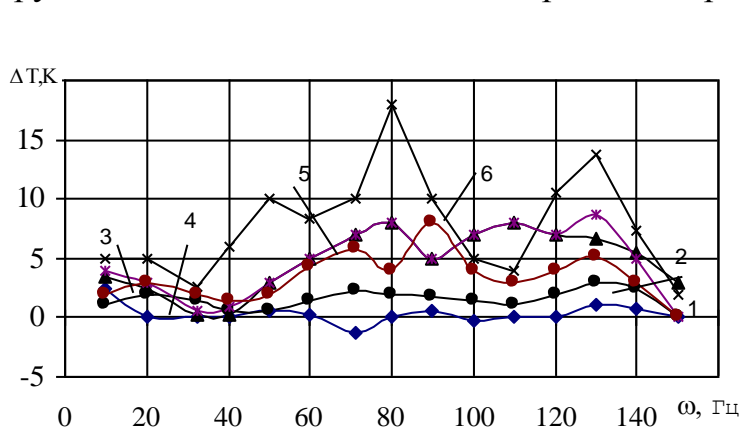


Рис. 6.21. Зависимость разности температур от частоты вибраций: 1 - 6 - № термопар

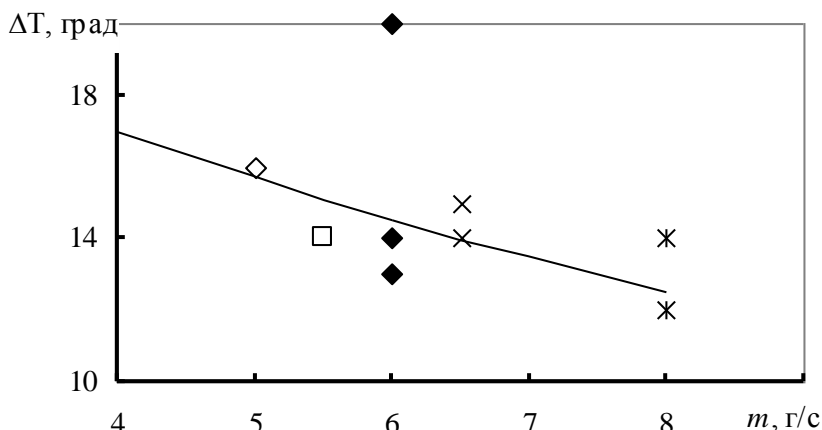


рис. 6.22. Зависимость изменения величины наружной температуры стенки после действия вибрации $\Delta T = T_o - T_w$, $\omega = 22 \text{ Гц}$

$\Delta T = T_o - T_w$ от наведенной частоты вибраций ω , от расхода жидкости (воды) (рис. 6.22) и числа **Re** (рис. 6.23) – последние два графика при фиксированной частоте. Как видно из рис. 6.21, точка на изгибе трубки (изогнутый участок, термопара – 5) наиболее чувствительна к колебаниям: максимальные изменения температуры стенки относятся к частоте 80 и 130 Гц. Для термопары 1, находящейся в начале вертикального участка, наблюдается ухудшение теплообмена на частоте 70 Гц. Графики зависимости изменения температуры стенки трубки в различных ее точках после воздействия вибрации от расхода жидкости m представлены на

рис. 6.22. В первом приближении наблюдается прямая пропорциональная зависимость между ΔT и m :

$$\Delta T = a - b \dot{m}, \quad (6.2)$$

где $a = 22^\circ$; $b = 1,2 \text{ K/(г/с)}$, являются функциями частоты ω .

Зависимость ΔT от числа Рейнольдса показана на рис. 6.23. Как видно, в этом случае (при другом фиксированном значении $\omega = 40 \text{ Гц}$) наблюдается оптимум воздействия вибрации на теплообмен (при $\omega = 80 \text{ Гц}$), после чего

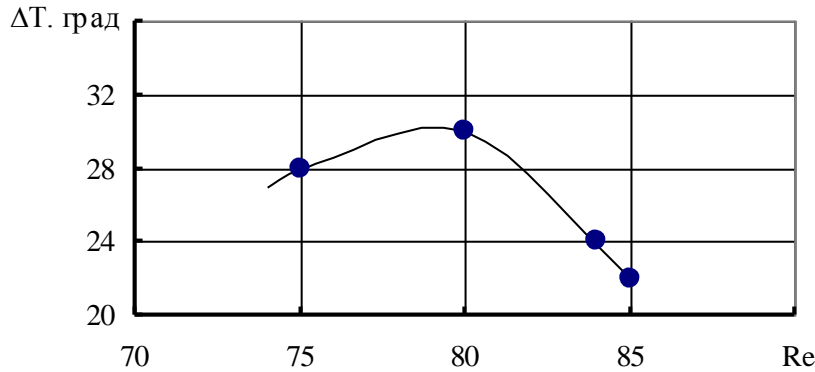


Рис. 6.23. Зависимость изменения наружной стенки трубы после вибровоздействия при вынужденном течении воды от числа Рейнольдса ($\omega = 40 \text{ Гц}$, $a = 400-600 \text{ м/с}^2$)

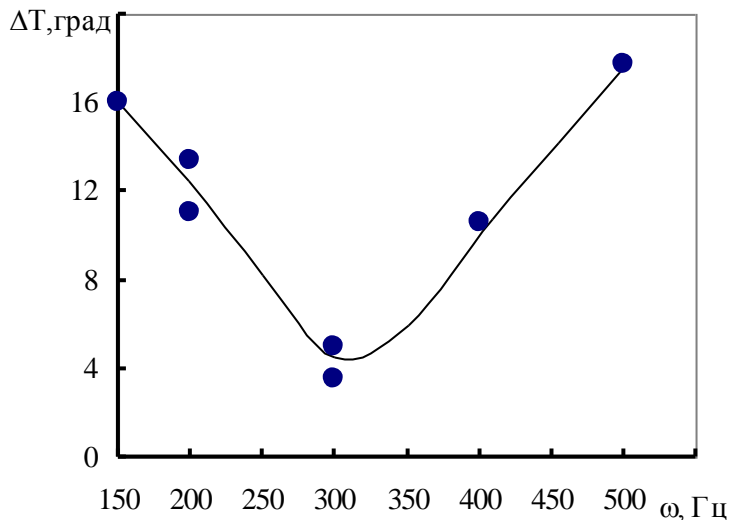


Рис. 6.24. Зависимость ΔT от частоты вибраций при $m=10/\text{с}$, $q=(2,9-3,1) \cdot 10^{-5} \text{ Вт/м}^2$, $a = 220-280 \text{ м/с}^2$

падение ΔT становится также линейным. На рис. 6.24 показана связь между падением температуры стенки и частотой колебаний при фиксированном расходе и фиксированном ускорении (отдельная серия экспериментов). Как видно, в 1-ом приближении связь $\Delta T = f(\omega)$ описывается формулой

$$\Delta T = \frac{c}{\omega}, \quad (6.3)$$

где $c=145$ (для диапазона $\omega = 20-40 \text{ Гц}$).

Представление экспериментов в более широком диапазоне изменений частот показано на рис. 6.25. Другие серии экспериментов подтверждают представленные зависимости (см. рис. 6.25). Как видно из этого рисунка, другие серии с другими фиксированными параметрами при

малых частотах колебаний подчиняется предыдущей аналитической формуле. При больших частотах ($>150 \text{ Гц}$) уменьшение вибрационного эффекта в улучшении теплообмена подчиняется линейной зависимости типа (6.2):

$$\Delta T = \alpha - \beta \omega \quad (6.4)$$

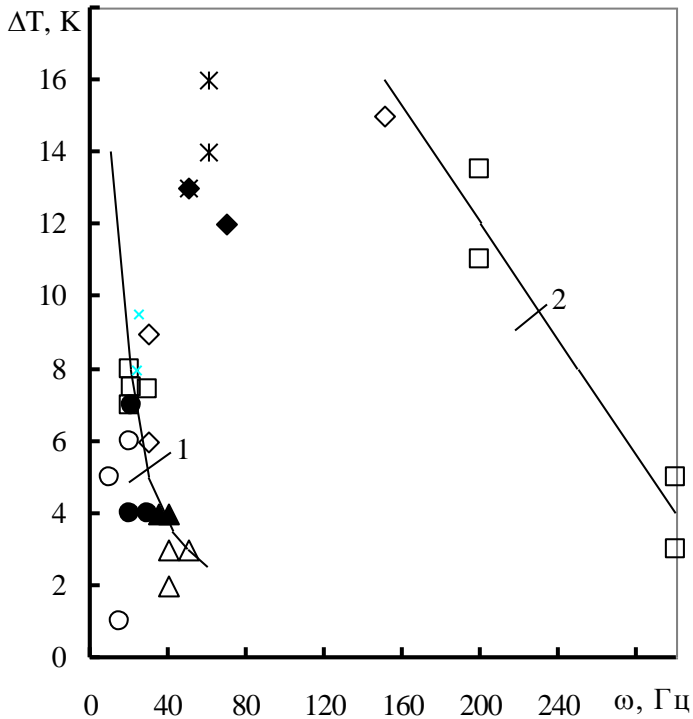


Рис. 6.25. Зависимость ΔT от частоты вибрации ω ; 1 - расчет по (6.2); 2 - расчет по (6.9)

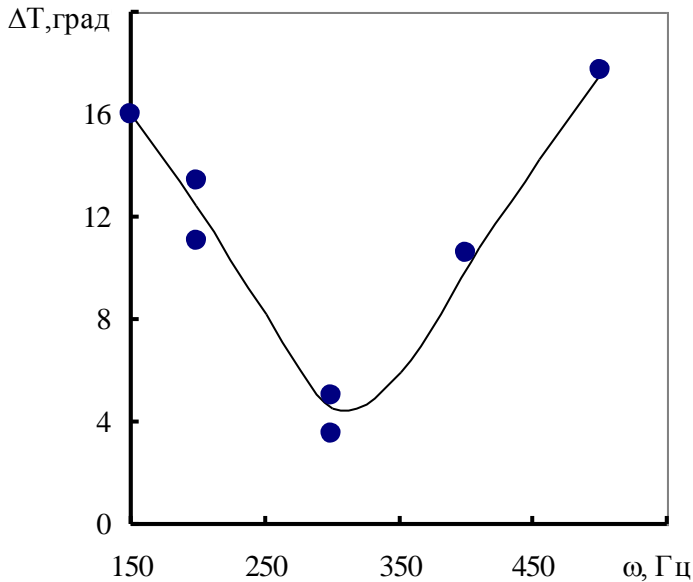


Рис. 6.26. Зависимость ΔT от частоты вибраций при $m=10$ г/с, $q=(2,9 - 3,1) \cdot 10^5$ Вт/м², $a=220 - 280$ м/с²

где $\alpha = 27^0$; $\beta = 0,075$ (для диапазона $\omega = 150-300$ Гц).

Обработка серии опытов при фиксированном расходе воды [$m=10$ г/с], тепловом потоке ($q=(2,9-3,1) \cdot 10^5$ Вт/м²) и виброускорении $a = 220-280$ м/с² показана в широком диапазоне частот на рис. 6.26. Хорошо видно, что при указанных параметрах теплообменный эффект вибровоздействия имеет минимум при $\omega=300$ Гц. Этот экспериментальный факт требует своего объяснения (хотя, скорее всего, здесь играет роль соотношение между соответственными частотами трубки с жидкостью и величиной вибрации). Влияние частоты вибрации на теплообменный эффект при переменных виброускорениях a показано на рис. 6.27. Видно, что снижение температуры стенки более существенно при увеличении частоты вибрации от 20 Гц до 30 Гц (см. рис. 6.27, кр. 1, 2 и 3). При увеличении тепловых потоков при фиксированной частоте этот эффект несколько снижается (см. рис. 6.27 кр. 1 и 2). Влияние виброускорения a на изменение температуры стенки T_w на

режиме вибрационных колебаний магистрали показано на рис. 6.28. Видно, что, как и следовало ожидать, с ростом a улучшения теплообмена усиливается по степенному закону:

$$\Delta T = \gamma (\Delta a)^x, \quad (6.5)$$

где $\Delta a = a - 500 \text{ м/с}^2$; $\gamma = 0,00225$; $x = 3/2$

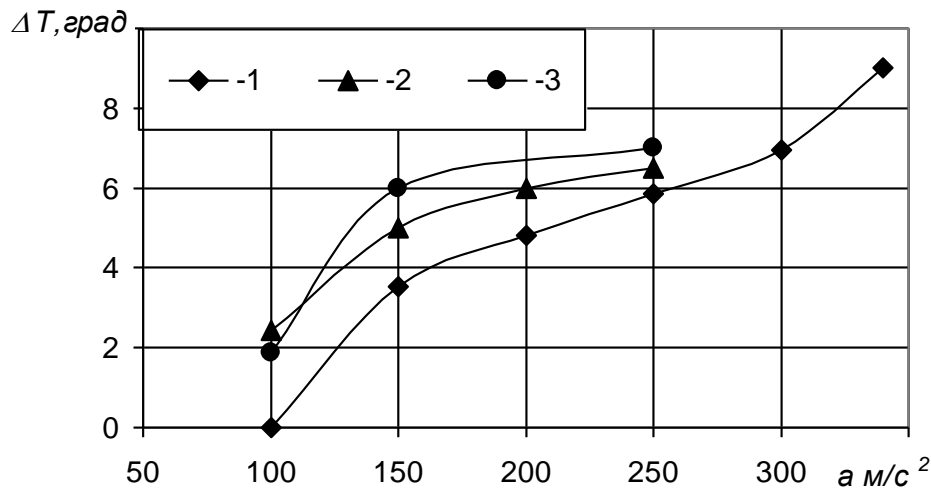


Рис. 6.27. Зависимость ΔT от виброускорения a при фиксированных частотах: 1, 2 - $\omega = 20$ Гц; 3 - 30 Гц; $q_1 < q_2$

Наблюдение за режимами течения 2-фазной пароводяной смеси при наложении вибраций (рис. 6.29) показало: уменьшение зоны пузырькового

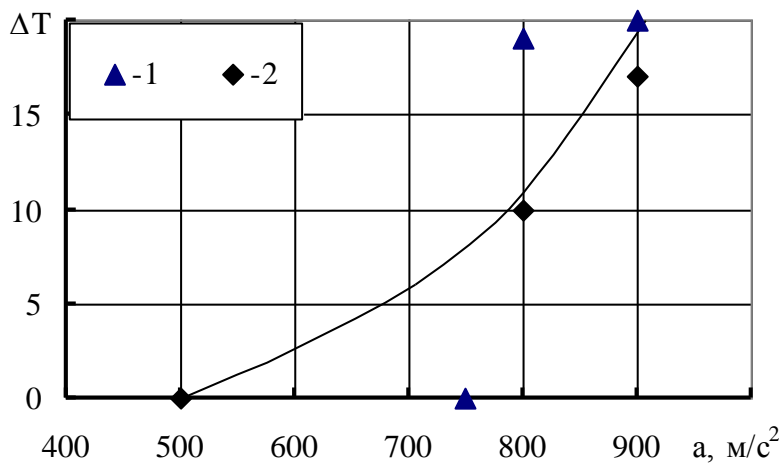


Рис. 6.28. Влияние виброускорения a на изменение температуры стенки магистрали после вибро-воздействия: 1 - $\omega = 87$ Гц, $m = 77$ г/с; 2 - $\omega = 87$ Гц, $m = 75$ г/с

кипения; коагуляцию пузырей в небольшие снаряды; дробление больших снарядов паровой фазы; отсутствие дисперсно - кольцевого режима течения даже при очень больших тепловых нагрузках; практически полное прекращение кипения на $f=60-70$ Гц;- появление устойчивого скопления пузырьков, не сливающихся в снаряд, находящегося практически в одном

неизменном месте (притягивает к себе появляющиеся мелкие пузырьки на частотах $f=350-400$ Гц).

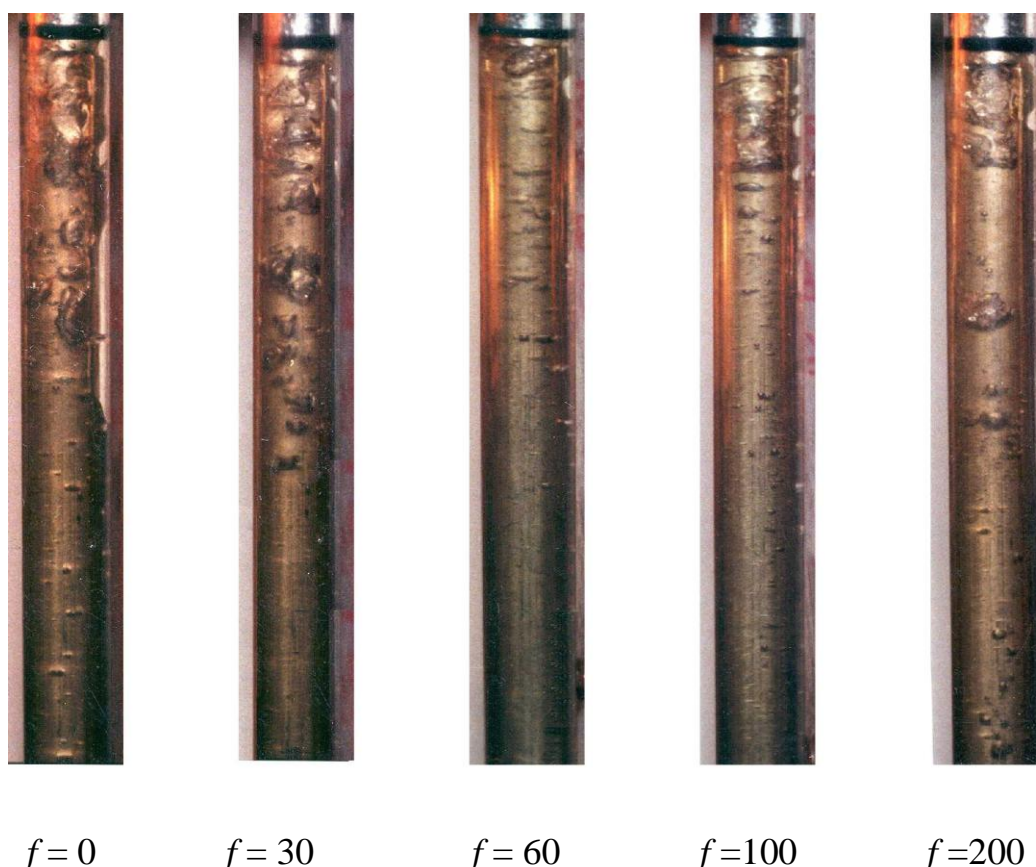
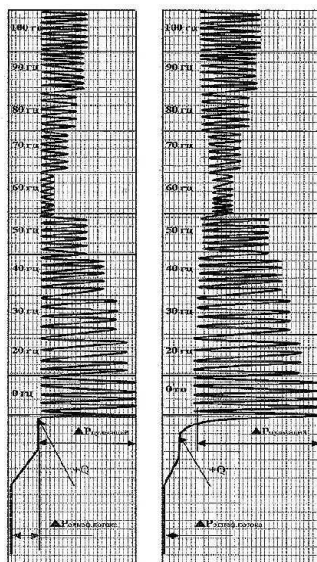


Рис. 6.29. Течение 2-х фазной пароводяной смеси при наложении вибраций

Растущий на стенке пузырь пара или находящийся в течении снаряд оказывает препятствие равномерному движению жидкости вдоль канала. На основании этого факта было сделано предположение, что наложение внешних вибраций (вызывающее дробление снарядов, изменение отрывного диаметра пузыря и разрушающее дисперсно-кольцевой режим течения или прекращение кипения вообще) приведет к значительному уменьшению перепада давления при движении потока вдоль канала. Проведенный ряд экспериментов на различных расходах, удельных тепловых потоках, частотах и амплитудах вибраций позволил судить об изменении гидравлического сопротивления с пульсациями давления в исследуемом канале. Наиболее характерные из них схематично представлены на рис. 6.30. На диаграммах изображены показания самописца, фиксирующего сигнал от дифференциального датчика давления, установленного на рабочем участке. Сравнению результатов визуального наблюдения с показаниями датчика показало, что интенсивность пульсаций и процесса кипения резко уменьшаются на частотах 60-70 Гц. Механизмы подобных явлений на данный момент изучены неполно и могут быть целью дальнейших исследований.

Таким образом исследования в ИГТМ НАНУ показали, что колебания и вибрации оказывают существенное влияние на поведение двухфазной смеси (уменьшение внутренних пульсаций; более спокойный характер



кипения, вплоть до полного прекращения; уменьшение гидравлических потерь). В зависимости от частоты, интенсивности и направления наложенных возмущений гидродинамическая картина течения может сильно изменяться, что необходимо учитывать при проектировании устройств, в которых теплообмен осуществляется при наличии двухфазности. Также можно отметить возможность управления процессами кипения путем наложения внешних возмущений и, в общем, положительный характер вибровоздействий на вышеупомянутые процессы.

6.8.5. Методика проведения экспериментов с тепловыми трубами

Рис. 6.30

Экспериментальные исследования влияния вибраций на процессы теплообмена в тепловой трубе (ТТ) проводили на базе установки по изучению теплообмена в условиях вибрации на ТТ. Рабочий участок с ТТ располагался на экспериментальном столе, который в свою очередь крепился жестко к вибростенду типа ВЭД-400. На поверхности экспериментальной ТТ по всей ее длине при помощи точечной сварки крепились термопары (6 шт.) класса (ХК)-хромель-копель. Одна из шести термопар крепилась непосредственно под нагревательной спиралью, которая дает возможность замерять тепловой поток q , поступающий на ТТ. Тепловой поток рассчитывался по току и напряжению, подаваемым на выпрямитель, с помощью которого осуществлялся нагрев ТТ. Замеры с термопар снимались и обрабатывались при помощи шеститочечных самописцев типа КСП-4. Подаваемая частота и амплитуда ускорения фиксировались с помощью датчика вибраций, укрепленного непосредственно на рабочем столе вибростенда, генератора частот, встроенного в шкаф управления вибростендом и дублировались электронным частотомером. Участок нагрева на ТТ был тщательно изолирован во избежание потерь тепла в атмосферу. Серии замеров проводились с перерывом в 10-15 с для восстановления стационарного режима разогрева и теплоотвода с поверхности ТТ. После этого фиксировано выставлялась заданная частота вибрации из диапазона от 4-40000 Гц. Далее добиралась частота виброускорения в диапазоне от 0 до 300 m/c^2 .

При таких параметрах вибраций проводятся несколько серий экспериментов для многократного повторения режимов вибронагрузок, на которых ранее был получен максимальный эффект.

Экспериментальный участок представлял собой тепловую трубу, применяемую ранее в опытах термостатирования несущих конструкций космических аппаратов (спутников). Труба изготовлена из нержавеющей

стали марки 12ХН10Т, рабочее тело – вода. Нагреватель был выполнен из нихромовой спирали с сопротивлением 3,1 Ом.

В результате исследовалось поведение рабочего тела ТТ на различных режимах вибронагрузок с изменением частотно-амплитудных характеристик.

Опытным путем были обнаружены значения ускорения ($\omega = 20$ Гц, $a = 700 - 750 \text{ м/с}^2$), при которых имеет место резкое падение температуры $\sim 14^\circ$. Было проведено пять идентичных замеров, которые дали одинаковый повтор в изменении поля температуры ТТ (от 96° - режим до 72°), что говорит о влиянии вибровоздействий на физические процессы теплопереноса капиллярных структур фитилей данной ТТ. Надо полагать, что существуют обратные эффекты изменения температуры на других режимах вибраций.

6.9. Экспериментальная установка для исследования процессов кипения в двухфазных теплопередающих связях систем охлаждения радиоэлектронной аппаратуры

Экспериментальная установка, предназначенная для исследования процессов теплообмена (испарения и кипения) в тепловых трубах и термосифонах как и стационарном режиме, так и в условиях воздействия вибрационных нагрузок, приведена на рис. 6.31. Установка позволяет также проводить исследования процессов конденсации в этих устройствах.

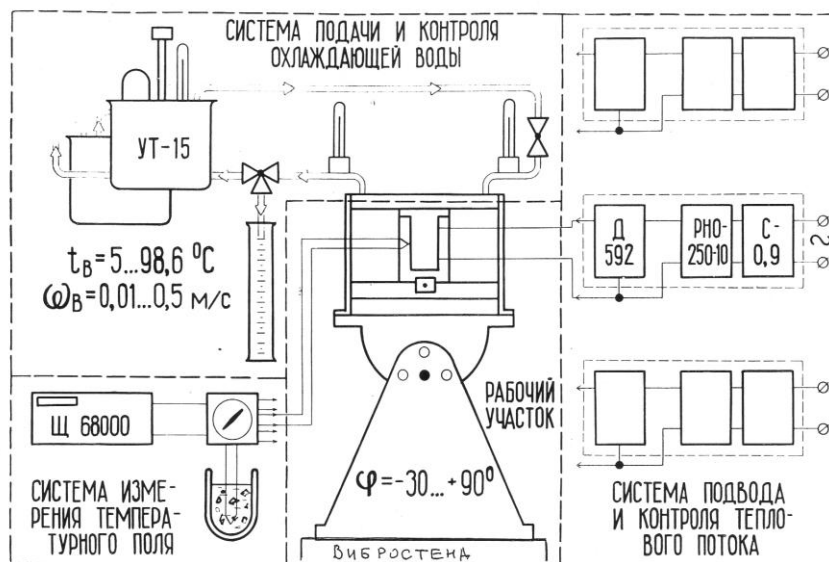


Рис. 6.31. Экспериментальная установка для исследования процессов кипения в двухфазных теплопередающих связях систем охлаждения радиоэлектронной аппаратуры

Экспериментальная установка включает в себя рабочий участок, систему подачи и контроля потока охлаждающей воды, систему подачи и контроля теплового потока и систему измерения температурного поля.

Основным элементом рабочего участка является исследуемое теплопередающее устройство (тепловая труба ТТ с металловолоконистой капиллярной структурой или термосифон), установленное в корпусе съемного радиоэлектронного блока. Зона испарения ТТ находилась внутри корпуса блока, зона конденсации на его верхнем основании.

Зона испарения ТТ (вертикальная часть ТТ) имела площадь поверхности 70 см^2 и была снабжена алюминиевым блоком с нихромовым нагревателем. Вся система тщательно теплоизолировалась слоем базальтового войлока, что исключало отток тепла.

Температурное поле измерялось с помощью двадцати тарированных медь-константовых термопар (диаметр проводов $0,16 \text{ мм}$). Термопары были распределены следующим образом: по пять термопар – в зонах теплоотвода, транспорта и конденсации, одна в паровом канале ТТ и четыре в контактной поверхности холодной плиты. Температура воды на входе и выходе холодной плиты измерялась ртутными термометрами с ценой деления $0,1 \text{ К}$. Термо ЭДС термопар измерялась цифровым ампервольтметром типа Щ68000, подключенным к термопарам через переключатель. Контроль подводимой электрической мощности осуществлялся с помощью ваттметра Д592 класса точности $0,1$. Напряжение сети – с помощью автотрансформатора РНО-250-10.

С помощью специально разработанного оригинального устройства крепления корпус блока закреплялся в раме, содержащей верхнее и нижнее основания. Верхнее основание представляет собой холодную плиту, содержащую внутренние каналы для прокачки охлаждающей воды, и выполнено в виде съемной полки приборного шкафа с водяной системой охлаждения. Нижнее основание – опорное. Зона конденсации ТТ надежно прижата к холодной плите. В зоне контакта находятся слои теплопроводящей пасты КНТ-8 толщиной $0,5\text{--}0,15 \text{ мм}$. Рама закреплена на поворотном столе установки. Угол наклона рабочей плоскости поворотного стола к горизонту можно менять в пределах от -30° до $+90^\circ$ с интервалом в 15 К . Такая конструкция рабочего участка обеспечивала надежный термический контакт зоны конденсации ТТ с холодной плитой и высокую жесткость конструкции при механических воздействиях.

Для исследования влияния вибронагрузок на процессы теплообмена в ТТ рабочий участок устанавливался на столе электродинамического вибростенда типа ВЭДС-500, который позволил проводить исследования в диапазоне частот вибрации от 5 до 4000 Гц и виброускорений в диапазоне от $0,2$ до $10g$ (g – ускорение земного тяготения). Датчиком ускорения служил пьезоэлектрический виброизмерительный преобразователь типа Д-14.

6.10. Экспериментальные исследования тепло- и массообмена при кристаллизации сахара под воздействием механических колебаний

6.10.1. Экспериментальные установки

Экспериментальные исследования ставили целью подтвердить правильность разработанных теоретических основ процессов, происходящих в дисперсных системах, подобных сахарному утфелю, более глубоко изучить механизмы наблюдаемых эффектов, найти оптимальное сочетание параметров внешних энергетических воздействий на систему на всех этапах технологического процесса. Определяющую роль при этом играли рациональная конструкция экспериментальной установки и наиболее эффективные методы проведения исследований, позволяющие получить максимальный объем адекватной информации о ходе процесса.

Для проведения экспериментальных исследований по влиянию механических колебаний на процессы нагрева, охлаждения и кристаллизации сахарных утфелей использовалась установка «Кристалл», схема которой представлена на рис. 6.32.

Основным узлом установки является камера-кристаллизатор 1, которая состоит из корпуса цилиндрической формы с двумя окнами, расположенными друг против друга (для удобства при проведении фото- и киносъемки, а также для визуального наблюдения происходящих в камере процессов). При этом напротив одного из окон крепилось фото- и кинооборудование, а напротив другого специально изготовленная осветительная аппаратура.

Для соблюдения техники безопасности при наличии вибраций, давления и вакуума внутри камеры окна были выполнены из слоеного стекла, которое через уплотнительную вакуумную резину крепится к корпусу с помощью фланцевого соединения.

В верхней части корпуса расположена охлаждающая рубашка, опоясывающая цилиндрическую часть корпуса. В рубашке имеются два патрубка для подвода и отвода охлаждающей жидкости для предотвращения инкрустаций утфеля на стенках корпуса кристаллизатора. Охлаждающую рубашку подключали при проведении исследований без вибрации для предотвращения ошибок, возникающих от налипания кристаллов на стенках камеры.

Крышка и днище корпуса были выполнены в виде фланцевых соединений. При этом к днищу прикреплялось устройство для отбора проб 2, состоящее из двух камер, разделенных проницаемой перегородкой, одна из которых герметична (нижняя) и имеет патрубок для подключения вакуум-насоса. В верхнюю камеру подаются пробы утфеля, при этом на перегородке остаются кристаллы сахара, а межкристальный раствор попадает в нижнюю камеру, откуда отбирается на анализ. В днище также расположен кран для отбора проб утфеля на микрофотографирование и узел крепления камеры

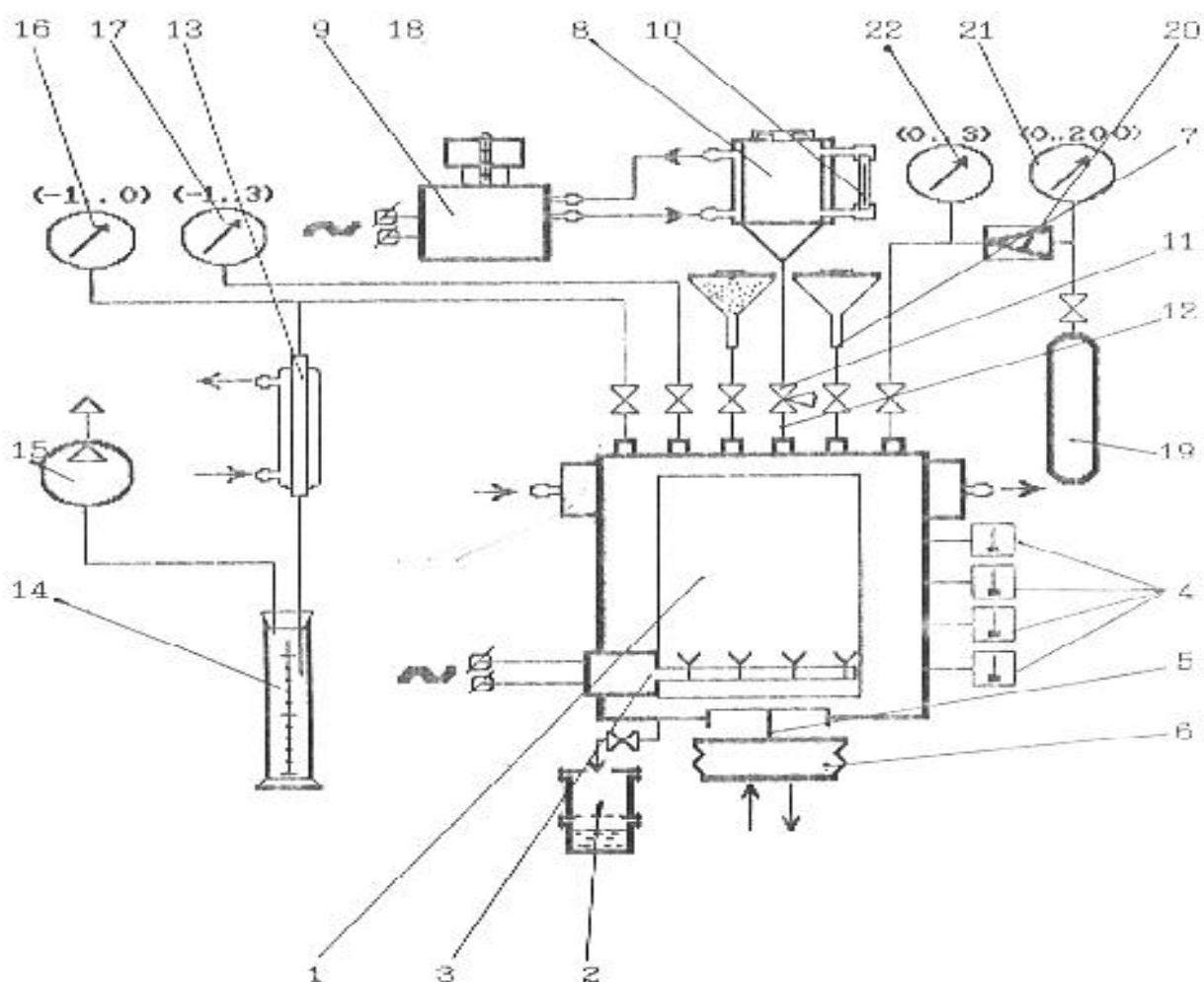


Рис. 6.32. Пневмогидравлическая схема экспериментальной установки

1 – рабочая камера (модель вакуум-аппарата); 2 – устройство для отбора проб; 3 – нагревательный элемент (трубка с термопарами внутри); 4 – термопары, установленные на различной высоте камеры; 5 – стыковочный элемент (куб); 6 – вибростенд УВЭ-100/5-300; 7 – воронка (для заправки сиропа); 8 – термостатированный сосуд, в котором находится сироп для «подкачки»; 9 – термостат (для поддержания температуры сиропа в требуемом диапазоне); 10 – мерное стекло (для фиксации уровня сиропа в сосуде); 11 – электропневмоклапан (для подачи сиропа в камеру); 12 – гибкий гофрированный металлический шланг; 13 – теплообменник-холодильник (для конденсации вторичных паров увариваемого сиропа); 14 – мерный цилиндр (для определения количества испарившейся воды); 15 – вакуумный насос; 16 – вакуумметр; 17 – мановакуумметр; 18 – воронка (для ввода «затравочных» кристаллов); 19 – баллон со сжатым воздухом или азотом (объем 40 л, давление $\sim 100 \text{ кг/см}^2$); 20 – газовый редуктор; 21 – манометр высокого давления; 22 – манометр низкого давления; 23 – теплообменник-холодильник (для конденсации первичных паров увариваемого сиропа).

кристаллизатора с вибростендом. В крышке корпуса расположены семь патрубков с вентилями для подсоединения всех вспомогательных систем.

В нижней части корпуса кристаллизатора расположен нагревательный элемент 3, в виде тонкостенной металлической трубки из нержавеющей стали, навитой в виде спирали. Нагревательный элемент крепился к корпусу кристаллизатора с двух сторон с помощью специального устройства,

состоящего из конической фторопластовой втулки, которая центрирует трубку нагревателя и предотвращает ее соприкосновение с корпусом камеры кристаллизатора. Фторопластовая втулка является также надежным уплотнительным устройством, что предотвращает разгерметизацию камеры при вакуумировании и подтеки сиропа при вибрациях. На концах нагревателя имеются болтовые соединения для крепления тоководов.

Внутри нагревателя, а также по высоте и в днище кристаллизатора расположена батарея термопар 4, которую использовали для определения температуры поверхности нагрева исследуемой жидкости и парового пространства. Для определения температуры жидкости и вторичных паров использовали стандартные термопары. Заведенные внутрь нагревательного элемента корольки термопар покрывали фторопластовой фольгой для исключения электрических помех, возникающих от прямого пропускания тока через рабочий участок нагревательного элемента.

Следует отметить, что в процессе исследований использовали теплообменные элементы со следующими характеристиками

- 1) $l_1=80$ мм, $D_1=5$ мм, геометрия – прямой участок, трубка, сталь X18H10T;
- 2) $l_2=1000$ мм, $D_2=5$ мм, геометрия – спираль, трубка, сталь X18H10T;
- 3) $l_3=1225$ мм, $D_3=6$ мм, геометрия – спираль, трубка, сталь X18H10T.

Спиральные участки навивали непосредственно внутри камеры кристаллизатора. Все участки закрепляли через узел крепления тоководов. Камеру кристаллизатора 1 с помощью стыковочного куба 5 крепили к электродинамическому вибростенду марки УВЭ-100/5-3000. Специальная камера, в которой расположен вибростенд, позволяла избежать электромагнитного излучения, а также давала возможность соблюдать технику безопасности, связанную с возможностью разрушений в процессе вибрации. Наблюдение за процессом при этом происходило через смотровое окно. Вибростенд позволял при массе груза до 100 кг развивать частоты колебаний в пределах 5-3000 Гц с виброускорением $9,8-98$ м/с². При массах до 50 кг возможно было развитие колебаний с частотой 5-5000 Гц с виброускорением $9,8-150$ м/с². Форма колебаний рабочего стола вибростенда – синусоидальная, амплитуда виброперемещений составляла 0,1-10 мм. Вес рабочей камеры кристаллизатора с рабочей жидкостью, в качестве которой использовали воду, сироп, утфель, составлял не более 20 кг. Расположение всех элементов экспериментальной установки в боксе для проведения исследований позволял с максимальным удобством наблюдать за ходом эксперимента.

Комплекс виброизмерительной аппаратуры состоял из датчиков, усилителей, осциллографа, измерителей ускорения, амплитуды и частоты вибраций.

Для измерения ускорения, создаваемого рабочим столом вибрационной установки использовали пьезометрический датчик типа ИС, который жестко крепился на камере кристаллизатора. Показания фиксировались блоком измерения вибраций, работающего совместно с датчиком.

Для проведения процесса кристаллизации в камеру 1 заливали сахарный сироп. Сироп для подкачек заливали в термостатированный сосуд 8, выполненный в виде цилиндрической емкости с рубашкой по всей высоте сосуда, в которую подается горячая вода из термостата 9. Необходимая температура сиропа для подкачек поддерживалась термостатом 9 при помощи регулирующего контактного термометра 10 в верхней крышке сосуда для подкачек 8. Сироп в камеру кристаллизатора 1 подавали с помощью пневмоклапана 11, подключенного к воздушной системе высокого давления, гофрированного шланга в металлической оплетке 12, подсоединенному к одному из вентилей на крышке кристаллизатора. Следует отметить, что все подводящие магистрали к камере кристаллизатора выполняются в гибком исполнении для предотвращения разрушения стационарных элементов.

Для ведения процесса уваривания утфеля в изогидрических условиях вторичные пары конденсировались в холодильнике 13, представляющем собой кожухотрубный теплообменник, а их количество замеряли в мерном цилиндре 14. К мерному цилиндру подсоединялась вакуумная коммуникация с вакуум-насосом 15.

Отметим, что в процессе исследований для предотвращения оседания кристаллов в утфеле, остывания утфеля и др. необходимо было оперативно брать пробы утфеля для определения его технологических показателей, а также проб для микрофотографирования. Для этого использовали систему наддува, состоящую из баллона 19 с воздухом или газообразным азотом под высоким давлением (или воздушная магистраль высокого давления), газового редуктора 20 и двух манометров высокого 21 и низкого 22 давления.

Пульт управления установкой «Кристалл» был расположен за пределами бокса для проведения эксперимента. Внутри бокса располагались вакуумметры 16 и 17, мерный стакан 14, а также окно камеры кристаллизатора.

Регулировка подаваемой на рабочий участок электрической мощности осуществлялась с помощью балластника. Запись показаний всех термопар 4 производили на автоматических потенциометрах марки КПС-4. Для регулирования уровня вакуума (т.е. фактически температуры кипения в камере кристаллизатора) использовали игольчатый вентиль, расположенный на пневмоците.

Для проведения исследований по охлаждению утфелей, сиропов или растворения кристаллов сахара при воздействии механических колебаний в установку вводились незначительные изменения. В частности при исследовании охлаждения вместо нагревателя вставляли аналогичную трубчатую поверхность, через которую пропускали охлаждающую жидкость. При этом отключали также коммуникации для подвода подкачиваемого сиропа и вакуумную коммуникацию. При исследовании процесса растворения кристаллов сахара систему нагрева настраивали на поддержание постоянной температуры в камере кристаллизатора.

6.10.2. Методика экспериментального определения тепловых потоков и коэффициентов теплоотдачи при нагреве и уваривании исследуемых рабочих жидкостей

Тепловой поток q и коэффициент теплоотдачи α_2 взаимосвязаны известным соотношением $\alpha_2 = q / (T_{\text{ст}} - T_6)$, где $T_{\text{ст}}$ – температура стенки рабочего участка, К; T_6 – температура рабочей жидкости на значительном удалении от поверхности нагрева (в ядре потока), К.

Так как в цепи, подведенной к нагревательному элементу, установлен шунт с параметрами 75 мВ – 100 А, к которому подключен вольтметр В7-20 (со шкалой 0,1-1000 мВ), то по показаниям прибора в милливольты n можно определять ток в цепи: $X = n \cdot 100 / 75$, А. К нагревательному рабочему участку параллельно подключен вольтметр типа В7-20. Если показания вольтметра обозначим через Y , то мощность P [Вт], подводимая на участок, определяется из произведения $P = X Y$. При этом следует учесть, что практически вся электрическая мощность передается в тепловую.

Площадь поверхности S рабочего участка определяется через величину его длины ℓ и диаметра D : $S = \pi D \ell 10^{-6}$, м². Тогда удельный тепловой поток q равняется: $q = X Y / S$, Вт/м²

$$q = 100 / 75 \, n Y / S = 10^4 / 75 \pi n Y / \ell D, \quad \text{Вт/м}^2$$

Коэффициент теплоотдачи α_2 определялся из уравнения

$$\alpha_2 = q / (T_{\text{ст}} - T_6) = 10^4 / 75 \pi n Y / \ell D (T_{\text{ст}} - T_6), \quad \text{Вт/м}^2 \text{ К}.$$

6.10.3. Методика определения теплового потока и коэффициента теплоотдачи при охлаждении рабочих жидкостей

Исследование теплообмена при охлаждении нагретых сиропов, утфелей проводились также на установке «Кристалл». При этом в узлы крепления тоководов вместо нагревательного элемента вставляли охлаждающую поверхность аналогичную нагревающей.

Вначале определяли тепловой поток Q , который поступал от нагретого сиропа к охлаждаемой поверхности:

$$Q = C_p m (T'_{\text{вых}} - T'_{\text{вх}}), \quad \text{Вт},$$

где C_p – удельная теплоемкость охлаждающей жидкости, Дж/кг·К; m – масса жидкости, кг; $T'_{\text{вых}}$ – температура жидкости на выходе из охлаждаемого участка, К; $T'_{\text{вх}}$ – температура жидкости на входе в охлаждаемый участок, К. Тогда удельный тепловой поток будет равен: $q = Q / S$, Вт/м².

Следовательно, коэффициент теплоотдачи α определяется из уравнения:

$$\alpha = q / (T_6 - T_{\text{ст}}), \quad \text{Вт/м}^2 \text{ К},$$

где T_6 – температура охлаждаемого раствора на значительном расстоянии от поверхности теплообмена, К; $T_{\text{ст}}$ – температура стенки участка, К.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Тенденции и перспективы развития техники таковы, что процесс кипения в течение многих лет в ее установках будет играть значительную роль. Усиленное изучение режимов кипения в свое время инициировалось появлением вместе с ракетной и атомной техникой различных, как правило, энергетических, систем с высокой энергонапряженностью, в которых большое количество тепла выделяется в небольших объемах. Для обеспечения надежности работы таких установок и получения требуемых параметров необходимо уметь рассчитывать их рабочие режимы, особенно нестационарные. Самостоятельное значение при этом имеет знание влияния на эти режимы внутренних колебаний и внешних вибраций, которые присущи большинству агрегатов современной техники. Это влияние как интенсифицирует тепломассообменные процессы, так и ухудшает их.

Мир все время сталкивается и, к сожалению, будет сталкиваться в будущем с техногенными катастрофами глобальных масштабов, представляющих опасность для целых регионов и даже отдельных стран. Катастрофы в большинстве случаев происходят из-за неконтролируемых вибрационных режимов, имеют ярко выраженный нестационарный характер и сопровождаются выбросами вскипающих различных жидкостей, которым внутренне присущ именно периодический, пульсационный вид рабочих процессов. В этой связи подводя итоги, можно отметить следующие основные задачи в области создания тепломассообменных систем с вибрирующими воздействиями.

Дальнейшее развитие фундаментальных исследований процесса теплообмена в большом объеме и при вынужденном течении в полях переменного давления.

Выяснение механизмов воздействий вибраций на тепломассообменные процессы вообще и с кипением, в частности.

Развитие технических методов интенсификации тепломассопереноса применительно к современным теплообменным аппаратам.

Исследование влияния вибраций на процессы горения как возможного перспективного механизма повышения эффективности процесса в топках котлов.

Исследование влияния вибраций на работоспособность конструкций тепломассообменных аппаратов.

Создание новых усовершенствованных методов проектирования аппаратов, использующих вибрации как средство повышения их эффективности.

Поставленная в настоящей монографии цель – обобщить имеющийся в настоящее время большой, в основном экспериментальный, материал – должна служить, по мнению авторов, решению именно перечисленных проблем.

ЛИТЕРАТУРА

Глава 1

1. Акуличев В.А., Алексеев В.Н., Буланов В.А. Периодические фазовые превращения в жидкостях. – М.: Наука, 1986. - 280 с.
2. Акуличев В.А. Кавитация в криогенных и кипящих жидкостях. – М.: Наука, 1978. - 280 с.
3. Аксельрод А.Ф., Фокин Б.С. Расчет вибрационной устойчивости труб вертикального парогенератора // Энергомашиностроение. – 1985.- № 3. - С. 2-4.
4. Антоненко В.А., Чистяков Ю.Г., Кудрицкий Г.Р. Особенности теплообмена при кипении в условиях вибровоздействия на жидкость // Промтеплотехника. - 1990. - 12, № 4. - С. 61-65.
5. Белик Н.П., Махин В.А., Присняков В.Ф. К расчету собственных частот колебаний жидкости в разветвленных трубопроводах // Изв. АН СССР. Мех. жидк. и газа. – 1966. - № 2. - С. 36-42.
6. Беляев Н.М., Белик Н.П., Польшин А.В. Термоакустические колебания газожидкостных потоков в сложных трубопроводах энергетических установок. – К., Донецк: Вища школа, 1985. - 160 с.
7. Берглас А. Интенсификация теплообмена // Теплообмен. Достижения, проблемы, перспективы, 1981.- 6.- С.145-192.
8. Бишоп Р. Колебания. – М.: Наука, 1986. – 192 с.
9. Быковцев Г.И., Розаренов Г.С. О пульсации сферического пузырька в несжимаемой жидкости // Изв. АН СССР. Мех. жидк. и газа. - 1975. - № 2. - С. 153-155.
10. Безломцев Н.А. Исследование влияния звуковых колебаний на теплоотдачу в условиях свободного движения. - Дис. канд. техн. наук. - Минск: ИТМО АН БССР, 1960. - 164 с.
11. Вибрация в технике: Справочник. Т.1.- М.: Машиностроение, 1980. - 375 с.
12. Влияние гидродинамических характеристик потока на вибрации элементов теплообменного оборудования / Б.С.Фокин, Е.Н.Гольдберг, А.Ф.Аксельрод, В.Л.Игнатьева // Тр. ЦКТИ, 1985. - № 217. - С. 31-35.
13. Вскипание перегретой жидкости в ультразвуковом поле / Ермаков Г.В., Федоров А.П. // Урал. науч. центр АН СССР. - Свердловск, 1984. - 23 с. - Библ.14 назв. - Рус. - Деп. в ВИНТИ, № 8380-B84.
14. Галиуллин Р.Г., Репин В.Б., Халитов Н.Х. Течение вязкой жидкости и теплообмен тел в звуковом поле. - Казань: КГУ, 1978. - 128 с.
15. Галицейский Б.М., Рыжов Ю.А., Якуш Е.В. Тепловые и гидродинамические процессы в колеблющихся потоках. - М.: Машиностроение, 1977. - 256 с.
16. Гершуни Г.З., Жуховицкий Е.М. Вибрационная тепловая конвекция в невесомости // Гидромех. и проц. переноса в невесом. - Свердловск: ЦНЦ АН СССР, 1983. - С. 86-105.

17. Гришин А.И., Голованов А.Н. О влиянии акустического поля на тепломассообмен затупленного тела, обтекаемого высокоскоростным газовым потоком, при наличии вдува газоохладителя // Погран. слои в сложных услов. - Новосибирск: ИТФ СО АН СССР, 1984. - С. 15-19.
18. Дорофеев Б.М. Звуковые явления при кипении // Теплофиз. высок. темпер. - 1985. - 23, № 3. - С. 586-598.
19. Дорофеев Б.М., Ассман В.А. К вопросу о возбуждении термоакустических автоколебаний в условиях вынужденного движения теплоносителя // Исследов. по физике кипения. - Ставрополь: Гос. пед. ин-т, 1975. - Вып. 3. - С. 89-93.
20. Дорофеев Б.М. Экспериментальное исследование влияния стоячих волн давления на теплообмен при кипении в каналах // Исследов. по физике кипения. - Ставрополь: Гос. пед. ин-т, 1975. - Вып.3. - С. 89-93.
21. Ермаков Г.В., Федоров А.П. Инициирование вскипания перегретой жидкости ультразвуком // Теплофиз. высок. темпер. - 1985. - 23, № 6. - С. 1092-1095.
22. Жукаускас А., Улинскас Р., Катинас В. Гидродинамика и вибрации обтекаемых пучков труб. - Вильнюс: Мокслас, 1984. - 312 с.
23. Исатаев С.И., Солтанбаев Ш.С. О влиянии поперечной кривизны поверхности и акустического воздействия на теплообмен при струйном обтекании цилиндрической поверхности // Молекул. массоперенос и струйные течения. - Алма-Ата: КГУ, 1984. - С. 24-30.
24. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. - М.: Машиностроение, 1981. - 205 с.
25. Катинас В.И., Маркевичюс А.А., Жукаускас А.А. Теплообмен поперечно-обтекаемых вибрирующих труб. 1. Пульсации температуры и скорости // Тр. АН Лит. ССР. Сер. Б. - 1985. - 2, № 147. - С. 56-62.
26. Катинас В.И., Маркевичюс А.А., Жукаускас А.А. Теплообмен поперечно-обтекаемых вибрирующих труб. 2. Местная и средняя теплоотдача // Тр. АН Лит. ССР. Сер. Б. - 1985. - 3, № 148. - С.65-70.
27. Катинас В.И., Шукстерис В.С., Жукаускас А.А. Статистический анализ пульсаций давления на поверхности труб, поперечно обтекаемых потоком воздуха // Тр. АН Лит. ССР. Сер. Б. - 1985. - 2, № 147. - С.49-55.
28. Кафенгауз Н.А. О связи кризиса теплообмена с высокочастотными автоколебаниями давления // Инж.-физ. журн. - 1969. - 17, № 4. - С. 108-112.
29. Козлов В.В., Рамазанов М.П. Возникновение и развитие возмущений в оторвавшемся течении Пуазейля за уступом // Изв. СО АН СССР. Сер. технических наук. - 1984. - № 16. - Вып.3. - С. 34-38.
30. Колпащиков В.Л., Кривошеев Ю.К., Мартыненко О.Г. Влияние вибрационного поля на гидродинамику и теплообмен в нагреваемых каналах // Изв. АН БССР. Сер. физ.-техн. наук. - 1984. - № 2. - С. 66-69.
31. Котов Ю.В., Кротов В.В., Филиппов Г.А. Оборудование атомных электростанций. - М.: Машиностроение, 1982. - 376 с.

32. Кульгина Л.М. Некоторые особенности процесса кипения при вибрации нагревателя // Исследов. по физике кипения. - Ставрополь: Гос. пед. ин-т, 1975. - Вып. 3. - С. 58-65.
33. Кульгина Л.М., Кульгин А.А., Несис Е.И. Влияние вынужденных и свободных колебаний нагревателя на процесс кипения // Теплофиз. и гидрогазодинам. проц. кип. и конд. - Рига: РПИ, 1985. - 1, ч. 2. - С. 28-33.
34. Кутателадзе С.С., Боришанский В.М. Справочник по теплопередаче. - М., Л.: ГЭИ, 1959.
35. Кудрицкий Г.Р. Теплообмен при кипении в условиях определяющего влияния геометрических характеристик поверхности нагрева: Автореф. дис. ... д-ра. техн. наук. - Киев, 1995. - 40 с.
36. Лабунцов Д.А., Зудин Ю.Б. Процессы теплообмена с периодической интенсивностью. - М.: Энергоатомиздат, 1984. - 70 с.
37. Марков И.И. О влиянии вибрации на пузыреобразующее действие пор. // В кн.: Кипение и конденсация. - Рига, 1980. - С. 33-39.
38. Муравых А.И., Павлов Ю.М. К определению параметров начала кипения жидкостей // Теплоэнергетика. - 1985. - № 6. - С. 68-70.
39. Морозов И.И., Герлига В.А. Устойчивость кипящих аппаратов. - М.: Атомиздат, 1969. - 280 с.
40. Нагиев Ф.Б., Хабеев Н.С. Динамика растворимых газовых пузырьков // Изв. АН СССР. Мех. жидк. и газа. - 1985. - № 6. - С. 52-59.
41. Наврузов Ю.В., Мамонтов П.В., Стойчев А.В. Теплообмен при кипении жидкости в большом объеме на вибрирующей поверхности нагрева // Тр. УП Всес. конф. "Двухфазный поток-90". - Л.: ЦНТИ, 1990. - Т.1. - С. 245-247.
42. Наврузов Ю.В., Присняков В.Ф. Процессы теплообмена в одно- и двухфазных системах при вибровоздействиях. - Деп. ВИНТИ, 16.3.1987; № 1867-1387. - Днепропетровск, ИГТМ НАНУ.
43. Наврузов Ю.В., Стойчев А.В. Форсированные термогидравлические режимы при кипении с недогревом в условиях вибровоздействий // Теплофизика высок. температур. - 1994. - Т. 32, № 4. С. 530-534.
44. Накоряков В.Е., Покусаев Б.Г., Шрейбер И.Р. Распространение волн в газо- и парожидкостных средах. - Новосибирск: ИТФ СО АН СССР, 1983. - 238 с.
45. Накоряков В.Е., Покусаев Б.Г., Шрейберг И.Р. Волновая динамика газо- и парожидкостных сред. - М.: Энергоатомиздат, 1990. - 248 с.
46. Несис Е.И. Колебательные явления в процессе кипения жидкостей // Кипение и конденсация. - Рига: РПИ, 1983. - С. 13-16.
47. Низкочастотный капиллярный эффект / Кульгина Л.М., Кульгин А.А.; Педагогич. ин-т. - Ставрополь, 1985. - 6 с. - Библ. 4 назв. - Рус. - Деп. в ВИНТИ № 6493-B85.
48. Особенности теплоотдачи вибрирующего теплового источника в емкости с жидкостью / Присняков В.Ф., Наврузов Ю.В., Мамонтов П.В., Стойчев А.В. // Теплофизика высок. температур. - 1992. - Т. 30, № 1. - С. 105-110.

49. Пак Х.И., Уинтер Е.Р., Шунхалс Р.Дж. Теплоотдача в ограниченном объеме жидкости при воздействии колебаний // Теплопередача. Сер. С. - М.: Мир, 1972. - 94, № 4. - С. 164-171.
50. Покусаев Б.Г. Волны давления в жидкости с пузырьками пара и межфазный тепломассообмен // Гидродинам. и теплообмен в двухфаз. средах. - Новосибирск: ИТФ СО АН СССР, 1981. - С. 81-90.
51. Присняков В.Ф. Кипение. – Киев: Наукова думка, 1988. - 240 с.
52. Присняков В.Ф. О новом подходе к определению перегрева жидкости при кипении.// Доклады НАН Украины, 1996. - № 12.
53. Присняков В.Ф. Плотность центров парообразования // Пром. теплотехника. - 1997. - № 2-5.
54. Присняков В.Ф. Динамика жидкостных ракетных двигательных установок. - М.: Машиностроение, 1983. - 248 с.
55. Присняков В.Ф. Теория физики кипения жидкостей. - Днепропетровск: ДГУ, 1977. - 113 с.
56. Присняков В.Ф. Кинетика фазовых превращений. - Днепропетровск: ДГУ, 1980. - 135 с.
57. Присняков В.Ф. Термогидродинамика при кипении. – Днепропетровск: ДГУ, 1982. - 139 с.
58. Присняков В.Ф., Наврузов Ю.В., Стойчев А.В. Классификация режимов двухфазных течений над вибрирующим источником тепла / Математика, естеств. технич. науки. // Докл. АН Украины, 1994. – 9, № 12. - С. 95-97.
59. Присняков В.Ф., Присняков К.В. Простейшая модель влияния вибраций нагревателя на внутренние характеристики кипения // Сб. научн. тр. ДГУ “Проблемы высокотемпературной техники”. – Днепропетровск: ДДУ, 1996. - С. 79-92.
60. Прохоренко П.П., Дежкунов Н.В., Коновалов Г.Е. Ультразвуковой капиллярный эффект. - Минск: Наука и техника, 1981. - 135 с.
61. Раушенбах Б.В. Вибрационное горение. - М.: Наука, 1961. - 500 с.
62. Репин В.Б. Теплообмен при течении вязкой жидкости в плоском канале в поле поперечных акустических колебаний // Изв. АН СССР. Мех. жидк. и газа. - 1985. - № 3. - С. 41-49.
63. Репин В.Б., Панарин Ю.И., Быковец А.П. Теплообмен шара в поле нелинейных цуговых колебаний // Инж.-физ. журн. - 1984.- 47, № 1. - С.799-807.
64. Романтеев Ю.П. О механизме воздействия акустических колебаний на гетерогенные окислительно-восстановительные реакции // Компл. использов. мин.сырья. АН Каз. ССР. - 1983. - № 4. - С. 60-62.
65. Романтеев Ю.П., Дабаев А.И. Исследование коэффициента теплоотдачи в акустическом поле в критериальном виде // Компл. использов. мин. сырья АН Каз.ССР. - 1983. - № 8. - С. 67-70.
66. Романтеев Ю.П., Дабаев А.И., Романтеева С.Ю. Исследование коэффициента теплоотдачи в акустическом поле // Компл. использов. мин. сырья. АН Каз.ССР. - 1985. - № 10. - С. 55-59.

67. Самохвалов В.С. Определение температуры рабочей жидкости термосифонов с учетом внешних вибрационных воздействий в судовых энергетических установках // Сб. "Судовое энергомашиностроение", Николаевский кораблестроительный ин-т. - 1986. - С. 112-115.

68. Севастьянов В.В., Сеницын А.Т. Рост парового пузырька в звуковом поле при недогретом кипении движущейся жидкости // Энергоперенос в конв. потоках. - Минск: ИТМО АН БССР, 1985. - С.137-142.

69. Сперроу Е.М., Дао В.Г. Интенсификация теплообмена в плоском канале прямоугольного сечения с устройством для периодического возмущения потока на главной стенке // Теплопередача. Сер. С. - М.: Мир, 1983. - 105, № 4. - С. 168-179.

70. Тепло- и массообмен в звуковом поле / В.Е.Накоряков, А.П.Бурдуков, А.И.Болдарев, П.Н.Терлеев // Новосибирск: ИТФ СО АН СССР, 1970. - 253 с.

71. Угрюмова С.Д., Карпов Н.В., Саверченко В.М. Особенности теплообмена при кипении в пленке морской воды на горизонтальных, наклонных и вибрирующих поверхностях // Теплофиз. и гидрогазодин. проц. кип. и конд. - Рига: РПИ, 1985. - Т. 1, ч. 4. - С. 53-59.

72. Фанд Р.У., Кей Дж. Воздействие акустических колебаний на свободную конвекцию около горизонтального цилиндра // Теплопередача. Сер. С. - М.: 1961. - Т. 83, № 2. - С. 126-138.

73. Форстер Р.Е., Карли К.Т., Белл К. Дж. Влияние вибрации на конвективную теплоотдачу в замкнутом объеме // Теплопередача. Сер. С. - М.: Мир, 1970. - № 3. - С. 126-135.

74. Халимов Г.Г. Теплообмен при нелинейных колебаниях газа в полуоткрытой трубе // Тепломассообмен и теплофиз. св-ва веществ. - Новосибирск: ИТФ СО АН СССР, 1982. - С.42-48.

75. Хиджиката К., Мори И., Нагатани Т. Экспериментальное исследование зародышеобразования пузырьков в жидкости с периодически изменяющимся давлением // Теплопередача. Сер. С. - М.: Мир, 1978. - Т. 100, № 3. - С. 83-90.

76. Ча Ю.С., Генри Р.И. Рост пузырька при понижении давления жидкости // Теплопередача. Сер. С. - М.: Мир, 1981. - Т. 103, № 1. - С. 66-72.

77. Чеканов В.В., Кульгина Л.М. Влияние вибрации нагревателя на процесс кипения // Инж.-физ. журн. - 1976. - Т. 30, № 1. - С. 44-48.

78. Шмидт В., Уитт Л. Влияние колебаний шара на теплоотдачу при пленочном кипении // Теплопередача. Сер. С. - М.: Мир, 1972. - Т. 94, № 4. - С. 172-173.

79. Экспериментальное исследование влияния вибраций нагревателя на тепловые режимы в системах кипения / Присняков В.Ф., Наврузов Ю.В., Гонтарев Ю.К., Мамонтов П.В., Стойчев А.В. // В кн.: Кипение и конденсация. - Рига: РПИ, 1989. - С. 27-33.

80. Юрков Ю.С. Вибрационная тепловая конвекция в квадратной полости в невесомости (конечные частоты) // Конвект. течения. - Пермь: ППИ, 1981. - С. 98-103.

81. Peterka J.A., Richardson P.D. Effect of sound on local transport from a heated cylinder // Int. J. Heat Mass Transf. - 1984. – V. 27, N 9 - P. 1511-1523.
82. Chung J.N., Snyder N.J., Sitter J.S. Microgravity boiling Heat Transfer in an external force field. - Rap. 96-g-19 20th ISTS, Gifu, Japan, May, 19-25, 1996. - 6 p.
83. Franke Y. Warmenübergang und geschwindigkeit – keits verlanf bei pulsierender rohrströmung // Algemcine Warmet. - 1961. - V.10, N 2. - P. 36-40.
84. Gyhaddar N., Patera A.T., Mikic B. Heat transfer enhancement in oscillatory flow in a grooved channel // AIAA Paper. - 1984. - N 495. - 12 p.
85. Iwabuchi M., Kanzaka M. Experimental investigation into heat transfer under the periodically reversing flow condition in heated tube // Stirling Engines. - 1982. - P. 125-129.
86. Peterka J.A., Richardson P.D. Effect of sound on local transport from a heated cylinder // Int. J. Yeat Mass Transf. - 1984. – V. 27, N 9. - P. 1511-1523.
87. Prisniakov K. Vibrations in Space Propulsion Systems: + and --. Rapport IAF-00-S.1.06 // Proc. of 51st International Astronautical Congress. - Rio de Janeiro (Brasil)- 2000.- Abstracts Book. P. 69.
88. Prisniakov K., Prisniakov V. Mathematical Modelling of Thermal-Hydraulic Characteristics of Boiling Process in Thermosyphons // Proc. of the Sixth International Heat Pipe Symposium “6IHPS– 2000”.- Chiang Mai (Thailand). - 2000.
89. Prisniakov K., Prisniakov V. The Operating Conditions of Heat Pipes under Vibration Actions // Proc. of the Sixth International Heat Pipe Symposium “6IHPS– 2000”.- Chiang Mai (Thailand). - 2000.
90. Prisniakov K., Prisniakov V. The Impact of the Vibration on Heat and Mass Transfer in the oscillating Heat Pipes and Two- Phase Thermosyphons // Proc. 11th Intern. Heat Pipes Conference. - Tokyo (Japan).- 1999.
91. Prisniakov V. F., Gontarev Y. K., Marchenko O. L., Tkachenko S. V., Tsigankova S. G., Prisniakov K.F., Taran E.N., Tsigankov G.T. Intensification of working processes in steam obtaining systems.- Heat Transfer 1998 // Proc. of 11th Intern. Heat Transfer Conf. V. 6 - Kyongju (Korea). – 1998. - P. 21 – 25.
92. Prisniakov K. V. Thermoregulation of Space Crafts by Heat Pipes // Proc. of 46st International Astronautical Congress. Rep. ST-95-W2.06.– Oslo (Norway). - 1995.- Abstracts Book. P. .
93. Prisniakov K.V., Marchenko O. L. On the Influence of Vibrations on the Heat and Mass Exchange Processes in Hydraulic Systems of Space craft // Proc. of 47st International Astronautical Congress. Rep. ST-96-W1.01.– Beijing (Chine). - 1996.- Abstracts Book. P. 93.
94. Prisniakov K.V., Marchenko O. L. Influence of Vibration fields on Heat Exchange in a closed volume // Proc. of Heat Transfer Science and Technology Beijing (Chine). - 1996. –P. 212 –218.
95. Prisniakov K., Prisniakov V. Influence of Vibration on the internal parameters of Boiling // Proc. of the International Conf. of Heat Transfer in Boiling and Condensation. – Moscow (Russia). – 1997. –P. 351-355.

96. Wong S.A., Chon W.Y. Effects of ultrasonic Vibrations on Heat Transfer to Liquids by Natural Convection and by Boiling // *AIChEJ Journal*. – V. 15, N 2. March, 1969. – P. 281-288.
97. Zemlich R. Effect of vibration on natural convection heat transfer // *Ind. and Eng. Chem.* - 1955. – V. 47, N 6. - P. 1175-180.
98. Zemlich R., Rao M.A. The effect of transverse vibration on free convection from a horizontal cylinder // *Int. J. Heat Mass Transf.* - 1965. - V. 8, N 1. - P. 27-33.
99. Zitko V, Afgan N. Boiling Heat Transfer of Binary mixtures from the oscillating Heating Surface // *Heat Transfer 1994*, Ed. G.F. Hewitt Brighton. - V. 5. - P. 201-206.
100. Zitko V, Afgan N. Boiling Heat Transfer from Oscillating Surface // *Journal of Enhanced Heat Transfer*. Gordon & Breach S.P., New-York, V. 1, N 2, 1994. - P. 191-196.
101. Zitko V, Afgan N. Boiling Heat Transfer from Horizontally oscillating surface. – 2nd European Thermal-Sciences and 14th UIT National Heat Transfer Conf. - 1996. Ed. Celata G. - V. 1. – P. 183-194.

Глава 2

1. Бабуха Г.Л., Шрайбер А.А. Взаимодействие частиц полидисперсного материала в двухфазных потоках. - К.: Наук. думка, 1972.
2. Буйвол В.Н. Колебания и устойчивость деформируемых систем в жидкости. - К.: Наук. думка, 1975.
3. Волошко А.А., Вургафт А.В. Динамика отрыва парового пузыря при кипении в условиях свободного движения // *Инж. физ. журн.* - 1970. - Т.19, № 1. - С. 15-20.
4. Галиуллин Р.Г., Репин В.Б., Халитов Н.Х. Течение вязкой жидкости и теплообмен тел в звуковом поле. – Казань: Казанский ун-т, 1978.
5. Ганиев Р.Ф., Кобаско Н.И. и др. Колебательные явления в многофазных средах и их использование в технологии. - Киев: Техника, 1980.
6. Ганиев Р.Ф., Лапчинский В.Ф. Проблемы механики в космической технологии. - М.: Машиностроение, 1978.
7. Гупало Ю.П., Полянин А.Д., Рязанцев Ю.С. Массотеплообмен реагирующих частиц с потоком. - М.: Наука, 1985.
8. Душкин А.Л., Коломенцев А.И. Конденсация пузырьков пара в потоке недогретой жидкости // *Теплофизика высок. температур.* - 1989. - Т. 27, № 1. - С. 116-121.
9. Елисеев В.И., Совит Ю.П. Влияние чисел Пекле среды на теплообмен в пучках волокон // *Журн. прикл. матем-ки и техн-й физики.* - 1996. - Т.37, № 4. – С. 119-125.
10. Кравцов М.В. Сопротивление свободному установившемуся движению сферы в вязкой среде // *Инж. физ. журн.* - 1968, № 3. - С. 57-62.

11. Крошилин А.Е., Крошилин В.Е., Нигматулин Б.И. Влияние относительного движения и объемной концентрации пузырей на межфазный тепломассообмен в парожидкостных средах // Теплофизика высок. температур. - 1984. - Т. 22, № 2. - С. 355-362.

12. Кубенко В.Д. Нестационарная осесимметричная задача для сферического включения в цилиндрической полости, заполненной сжимаемой жидкостью / ПМ, 1993, Т. 29, № 10. -С.65-69.

13. Кубенко В.Д., Крук Л.А. О колебаниях несжимаемой жидкости в бесконечной цилиндрической оболочке, содержащей осциллирующее вдоль оси оболочки сферическое тело // Прикл. механика. - 1994. - Т. 30, № 4. - С. 31-37.

14. Кубенко В.Д., Кузьма А.В. Взаимодействие двух пульсирующих сфер в цилиндрической полости с несжимаемой жидкостью // Прикл. механика. – 1990. - Т.26, № 5. - С. 81-89.

15. Кубенко В.Д., Кузьма В.М., Пучка Г.Н. Динамика сферических тел в жидкости при вибрации. - Киев: Наук. думка, 1989.

16. Кубенко В.Д., Лакиза В.Д. О виброрезонансных режимах движения газожидкостных сред в оболочечных конструкциях при полигармоническом возбуждении // Прикл. механика. – 1998. - Т. 34, № 1.- С. 64-70.

17. Кубенко В.Д., Лакиза В.Д. О динамическом поведении газожидкостных сред в эллипсоидальных оболочках, подверженных воздействию вибрации // Прикл. механика. – 1996. - Т. 32, № 2. - С. 12-19.

18. Кубенко В.Д., Лакиза В.Д. О динамическом поведении жидких и газожидких сред в конических оболочках, находящихся в поле вибрационных сил // Прикл. механика. – 1999. - Т.35, № 2. - С. 23-29.

19. Кубенко В.Д., Лакиза В.Д., Павловский В.С., Пелых Н.А. Динамика упругожидкостных систем при вибрационных воздействиях. - Киев.: Наук. думка, 1988. - 256 с.

20. Кузьма А.В. Осесимметричные колебания цилиндрического объема несжимаемой жидкости с газовым пузырем // Прикл. механика. – 2000. - Т. 36, № 7. - С. 74-80.

21. Лабунцов Д.А., Ягов В.В. Механика простых газожидкостных структур. - М.: МЭИ, 1978.

22. Лакиза В.Д. Экспериментальное исследование динамического поведения газожидкостных сред в сферических оболочках при воздействии вибрации // Прикл. механика. – 1995. - Т. 31, № 1. - С. 68-72.

23. Лакиза В.Д., Цапенко А.С. О поведении локального скопления газовых пузырьков в колеблющейся жидкости // Прикл. механика. – 1983. - Т. 19, № 1. - С. 109-114.

24. Левич В.Г. Физико-химическая гидродинамика. - М.: Наука, 1959. - 700 с.

25. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. - М.: Наука, 1973.

26. Накоряков В.Е., Покусаев Б.Г., Шрейбер И.Р. Волновая динамика газо- и парожидкостных сред. - М.: Энергоатомиздат, 1990.
27. Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред. Т. 1. - М.: Наука, 1987.
28. Перри Дж. Справочник инженера - химика. Т. 1. - Л.: Химия, 1969.
29. Присняков В.Ф. Кипение. - К.: Наук. думка, 1988.
30. Приходько Н.А., Сирый В.С. К вопросу о всплытии и охлаждении газового пузырька в вязкой жидкости // Гидромеханика. К., 1980. - Вып. 42. - С.47-53.
31. Приходько Н.А., Сирый В.С. Расчет подъема пузырька горячего газа в вязком неравномерно нагретом слое жидкости // Гидромеханика. К., 1980. Вып. 43. - С. 85 - 93.
32. Протодяконов И.О., Люблинская И.Е. Гидродинамика и массообмен в системах газ-жидкость. - Л.: Наука, 1990. - 349 с.
33. Протодяконов И.О., Ульянов С.В. Гидродинамика и массообмен в дисперсных системах жидкость-жидкость. - Л.: Наука, 1986. - 272 с.
34. Пучка Г.Н. Динамика газовых пузырьков в цилиндрической полости, заполненной жидкостью // Прикл. механика. – 1994. - Т.30, № 8. - С. 88-92.
35. Пучка Г.Н., Холопова В.В. Динамика газовых пузырьков вблизи цилиндрического излучателя // Прикл. механика. – 1994. - Т. 30, № 2. - С. 33-40.
36. Пучка Г.Н., Холопова В.В. Локализация пузырьков газа в цилиндрической полости, по оси которой расположен излучатель // Прикл. механика. – 1995. - Т.31, № 6. - С. 92-96.
37. Федоровский А.Д., Никифорович Е.И., Приходько Н.А. Процессы переноса в системах газ-жидкость. - Киев: Наук. думка, 1988.
38. Хайрер Э., Нерсетт С., Ваннер Г. Решение обыкновенных дифференциальных уравнений. Нежесткие задачи. - М.: Наука, 1990.

Глава 3

1. Аксельруд Г.А., Молчанов А.Д. Растворение твёрдых тел. М.: Химия, 1977. – 269 с.
2. Арефьев В.Л. Применение вибраций для интенсификации процессов перемешивания жидких сред. - М.: Цветметинформация, 1977. – 48 с.
3. А.с. 280443 СССР. Оpubл. в Б.И. №28, 1970.
4. А.с. 1781302 СССР. Оpubл. в Б.И. № 46, 1992.
5. А.с. 67687 СССР. Оpubл. в Б.И. № 1, 1947.
6. А.с. 688212 СССР. Оpubл. в Б.И. № 36, 1979.
7. А.с. 98048 СССР. Оpubл. в Б.И. № 8, 1962.
8. А.с. 175486 СССР. Оpubл. в Б.И. № 20, 1965.
9. А.с. 597113 СССР. Оpubл. в Б.И. № 20, 1979.
10. А.с. 312442 СССР. Оpubл. в Б.И. № 18, 1973.
11. А.с. 426671 СССР. Оpubл. в Б.И. № 17, 1974.
12. А.с. 487650 СССР. Оpubл. в Б.И. № 38, 1975.
13. А.с. 629946 СССР. Оpubл. в Б.И. № 40, 1978.
14. А.с. 1140816 СССР. Оpubл. в Б.И. № 7, 1985.

15. А.с. 980751 СССР. Оpubл. в Б.И. № 46, 1982.
16. А.с. 1149994 СССР. Оpubл. в Б.И. № 14, 1985.
17. А.с. 179748 СССР. Оpubл. в Б.И. № 6, 1966.
18. А.с. 413974 СССР. Оpubл. в Б.И. № 5, 1974.
19. А.с. 1555364 СССР. Оpubл. в Б.И. № 13, 1990.
20. А.с. 1597396 СССР. Оpubл. в Б.И. № 37, 1990.
21. А.с. 1620486 СССР. Оpubл. в Б.И. № 2, 1991.
22. А.с. 1698295 СССР. Оpubл. в Б.И. № 46, 1991.
23. А.с. 2048523 СССР. Оpubл. в Б.И. № 32, 1995.
24. А.с. 1698296 СССР. Оpubл. в Б.И. № 46, 1991.
25. А.с. 1693068 СССР. Оpubл. в Б.И. № 43, 1991.
26. А.с. 1622402 СССР. Оpubл. в Б.И. № 3, 1991.
27. А.с. 2048524 СССР. Оpubл. в Б.И. № 32, 1995.
28. А.с. 2053303 СССР. Оpubл. в Б.И. № 3, 1996.
29. А.с. 2039830 СССР. Оpubл. в Б.И. № 20, 1995.
30. А.с. 1139489 СССР. Оpubл. в Б.И. № 6, 1985.
31. А.с. 1780821 СССР. Оpubл. в Б.И. № 46, 1992.
32. А.с. 2023497 СССР. Оpubл. в Б.И. № 22, 1994.
33. А.с. 1726517 СССР. Оpubл. в Б.И. № 14, 1992.
34. А.с. 1784647 СССР. Оpubл. в Б.И. № 48, 1992.
35. А.с. 385593 СССР. Оpubл. в Б.И. № 26, 1973.
36. А.с. 1031490 СССР. Оpubл. в Б.И. № 28, 1983.
37. А.с. 425631 СССР. Оpubл. в Б.И. № 16, 1974.
38. А.с. 856525 СССР. Оpubл. в Б.И. № 31, 1981.
39. А.с. 2029612 СССР. Оpubл. в Б.И. № 6, 1995.
40. А.с. 567478 СССР. Оpubл. в Б.И. № 29, 1977.
41. А.с. 175489 СССР. Оpubл. в Б.И. № 20, 1965.
42. А.с. 291718 СССР. Оpubл. в Б.И. № 4, 1971.
43. А.с. 565702 СССР. Оpubл. в Б.И. № 27, 1977.
44. А.с. 1049077 СССР. Оpubл. в Б.И. № 39, 1983.
45. А.с. 295314 СССР. Оpubл. в Б.И. № 18, 1973.
46. А.с. 1080837 СССР. Оpubл. в Б.И. № 11, 1984.
47. А.с. 633541 СССР. Оpubл. в Б.И. № 43, 1978.
48. А.с. 395099 СССР. Оpubл. в Б.И. № 35, 1973.
49. А.с. 462592 СССР. Оpubл. в Б.И. № 9, 1975.
50. А.с. 166649 СССР. Оpubл. в Б.И. № 23, 1964.
51. А.с. 384534 СССР. Оpubл. в Б.И. № 25, 1973.
52. Варсанов В.Д., Кольман-Иванов Э.Э. Вибрационная техника в химической промышленности. - М.: Химия, 1985. – 240 с.
53. Городецкий И.Я., Васин А.А., Олевский В.Н., Лупанов П.А. Вибрационные массообменные аппараты /Под редакцией В.М.Олевского. – М.: Химия, 1980.
54. Дейли Дж., Харлеман Д. // Механика жидкости. - М.: Энергия, 1971. – 480 с.

55. Ермилов А.С., Волобуев Н.К. // Химия и химическая технология топлива и масел. – 1960. - № 11. – 54 с.
56. Жужиков В.А. Фильтрование. М.: Химия, 1971. – 372 с.
57. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. - М.: Машиностроение, 1975. – 560 с.
58. Лесин А.Д. // Химическое и нефтяное машиностроение. - 1967. - 43 с.
59. Набатов В.А. Дис. ... канд. техн. наук. - М.: МХТИ им. Д.И.Менделеева, 1974.
60. Осипов А.В.- Хим. и нефт. машиностроение, 1979, № 7. - С. 8-9.
61. Осипов А.В., Полуянченко Е.К., Фридман В.М. // Хим. и нефт. машиностроение, 1980. - № 10. - С. 15-16.
62. Осипов А.В., Ушаков В.Г.// Тр. НИИХиммаш. -Вып.71.- 1975. –77 с.
63. Пат.2150608 США, 1939.
64. Пат. 1298573 Англия, 1972.
65. Пат. 132022 ЧССР, 1969.
66. Пат. 1571134 Франция, 1967.
67. Пат. 2106366 США, 1936.
68. Пат.1217832 Англия, 1966.
69. Пат.3318668 США 1962.
70. Пат.1032295 Англия, 1962.
71. Пат.107045 ФРГ, 1959.
72. Пат. 320314 ФРГ, 1983.
73. Пат. 106313, 1960 (ЧССР).
74. Пат. 94981 ГДР, 1972.
75. Пат. 129142 ЧССР, 1966.
76. Пат. 2811423 США, 1955.
77. Пат. 1014123 Англия, 1962.
78. Пат. 2667407 США, 1954.
79. Родионов Е.П., Корпачева С.М., Ревнов В.Н. // В кн.: Разработка и применение пульсационной аппаратуры. - М.: Атомиздат, 1974. - С. 244-252.
80. Талалаев Г.К., Иващенко В.А. // Кокс и химия. – 1967. – № 6. - С. 26-31.
81. Талалаев Г.К., Иващенко В.А., Силка А.Н. // Кокс и химия. – 1967. – № 10. - С. 30-36.
82. Фридман В.М. Ультразвуковая химическая аппаратура. - М.: Машиностроение, 1967. – 211 с.
83. Штербачек З., Тауск П. Перемешивание в химической промышленности. Пер. с чеш. / Под редакцией И.С.Павлушенко. - Л.: Госхимиздат, 1963. – 416 с.
84. Baird M.N.I. // Brit. Chem. Eng., 1966. -V.11, № 1. – 20 p.
85. Brit. Chem. Eng., 1966. - V. 11, № 9. – 921 p.
86. Fenske M.R., Long R.B. - Ibid.Eng. Chem., 1961. - V.53 – 797 p.
87. Karr A.E. - AIChE J., 1959. - V.5, N 4. - P. 446-452.

88. Prochazka J. e.a. - Coll. Czech. Chem. Comm., 1965. - V.30, N1. - P.158-168.
89. Reactor Handbook Fuel Reprocessing, N.Y., 1961, v.11.
90. Ziel L., Ploger F. - Chem. - Ing.- Techn., 1961. - V.33. - P. 33-41.
91. Wellek R. e.a. - Ind.Eng.Chem., Proc.Des.Develop., 1969. - V.18, N 4. - P. 515-5277.

Глава 4

1. Аспер В.И. и др. Конструкции и расчеты фильтрующих центрифуг. - М.: Кедра, 1976. – 216 с.
2. Богорош А.Т. О кинетике роста граней кристаллов $C_{12}H_{22}O_{11}$ и $CaCO_3$ Иваново: Хим.-тех. институт, 1986. - С. 46-52.
3. Бурянков Н.А. Интенсификация технологических процессов в пищевой промышленности при помощи низкочастотных колебаний.
4. Веригин А.Н., Шупляк И.А., Михалев М.Ф. Кристаллизация в дисперсных системах. - Л.: Химия, 1986. – 342 с.
5. Вершинин Ю.Н. // Кристаллизация и фазовые переходы. – Минск.: АН БССР, 1962. - 391 с.
6. Вибрации в технике / Под ред. В.Н.Челомея. Справочник в 6 томах. – М.: Машиностроение, 1978-1981.
7. Городецкий И.Л. и др. Вибрационные массообменные аппараты / Под ред. Олевского В.М. – М.: Химия, 1980.
8. Динамика образования пузырьков на вибрирующем капилляре. // Инж.-физ. журн. – 1973. - Т.25, № 3. – 424 с.
9. Интенсификация процесса уваривания утфелей / В.Т.Гаряха, В.Р.Кулинченко и др. - М.: Легкая и пищ. пр-сть, 1981. – 152 с.
10. Кафаров В.В. Перемешивание в жидкой среде. – М.: Госхимиздат, 1949. - 200 с.
11. Капустин А.П. Влияние ультразвука на кинетику кристаллизации. - М.: АН СССР, 1962. - 108 с.
12. Ковтун В.Ф., Дозоров А.А. О собственных частотах колебаний внутри пузырьков пенной структуры // Техника и технология сыпучих материалов. – Иваново: Хим.-тех. институт, 1991. - С. 86-89.
13. Козловский М.И. / Кристаллография. - 1962.
14. Колебательные явления в многофазных средах и их использование в технологии / Под ред. Р.Ф.Ганиева. - К.: Техніка, 1980. - 142 с.
15. Кузьменко Б.В., Штангеева Н.И. Стохастическое описание процессов массового роста и растворение кристаллов при проектировании технологического оборудования // Техника и технология сыпучих материалов. – Иваново: Хим.-тех. институт, 1991. – С. 132-137.
16. Ландау Л.Д., Лифшиц В.М. Гидродинамика // Теоретическая физика. Т.4 – М.: Наука, 1986. - 740 с.

17. Лобода П.П., Столников В.Н. Расход энергии вибрирующими рабочими органами и эффективность их применения при интенсификации процесса растворения. // Изв. вузов. Пищевая технология. – 1965. - № 6.
18. Налимов В.В., Чернова Н.А. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов. - М.: Наука, 1965. - 338 с.
19. Присняков В.Ф. Кипение. – К.: Наукова думка, 1988. - С. 72-73.
20. Процессы в дисперсных средах. – Иваново: Хим.-тех. институт, 1986. - 173 с.
21. Синат-Радченко Исследование влияния низкочастотных механических колебаний на интенсификации тепло- и массообмена в сахарных растворах и утфелях: Дисс. ... канд. техн. наук, 1967.
22. Соколов В.И. Центрифугирование. – М.: Химия, 1976. - 408 с.
23. Стрикл Э., Констебл Р.Ф. Кинетика и механизм кристаллизации. – М.: Недра, 1971. - 327 с.
24. Сущенко А.К., Штангеев В.О., Гришагина Т.П. Вакуум-аппараты непрерывного действия в технологической схеме сахарного завода // Пищевая промышленность. Сер. 23. - Вып.8. - М.: АгроНИИ ТЭИПП, 1987. - 33 с.
25. Тюрин Ю.Н., Ремпель С.И. // Механизм и кинетика кристаллизации. – Минск: Наука и техника, 1964.
26. Улепов В.А. и др. Виброкипящий слой. – М.: Наука, 1972. – 344 с.
27. Федоткин И.М. и др. Интенсификация технологических процессов пищевых производств. – К.: Техника, 1984. – 176 с.
28. Федоткин И.М., Федоткин Ю.И., Богорош А.Т. Интенсификация кристаллизации в электрическом поле // Техника и технология сыпучих материалов. – Иваново: Хим.-тех. институт, 1991. – С. 92-99.
29. Хамский Е.В. Кристаллизация из растворов. – Л.: Наука, 1967. - 148 с.
30. Штангеев В.О., Кузьменко Б.В. Принципы стохастической кинетики роста и растворение кристаллов // Материалы Всесоюзного семинара по теории и практике кристаллизации при Научном Совете АН СССР по проблеме / Теоретические основы химической технологии. - Брянск, 1990. - С. 30-35.
31. Zagrodkis S, Marczynski J. Kristall and technik, 1973, Bd. 8, 3 4. - S 453-490.

Глава 5

1. Антоненко В.А., Чистяков Ю.Г., Кудрицкий Г.Р. Особенности теплообмена при кипении в условиях вибровоздействия на жидкость // Промышленная теплотехника. - 1990. - Т. 12. - № 4. - С. 61 - 65.
2. Барабаш М.Б., Новицкая Т.И., Янковский В.Н. Влияние внешних воздействий на характеристики тепловых труб // Вопросы радиоэлектроники. Сер. ТРТО, 1979. - Вып. 3. - С. 71 - 83.
3. Болотин В.В. О движении жидкости в колеблющемся сосуда. - Прикл. математ. и механика. - 1956, т.20, вып.2.- С.293-294.

4. Вибрация в технике: Справочник. В 6-ти томах / Ред. совет: В.И. Челомей (пред.). - М.: Машиностроение, 1978-1981. Т.1 Колебания линейных систем / Под. ред. В.В. Болотина. - 1978. - 352 с.
5. Вибрация в технике: Справочник. Ред совет: В.И. Челомей (пред.). - М.: Машиностроение, 1978-1981. Т.2 Колебания нелинейных механических систем / Под. ред. И.И. Блехмана. - 1979. - 352 с.
6. Гегузин Я.Е. Капля. – М.: Наука, 1973. – 160 с.
7. Гниличенко В.И. Кроминская И.В. Исследование влияние условий эксплуатации на характеристики низкотемпературных тепловых труб // Вопросы радиоэлектроники. Сер. ТРТО, 1975. - Вып. 2. - С. 56 - 63.
8. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сухомел А.С. Теплопередача. - 4-е изд-е. - М.: Энергоиздат, 1981. - 416 с.
9. Карпушин В.Б. Вибрации и удары в радиоаппаратуре. - М.: Сов. Радио, 1971. - 344 с
10. Князевич В.И. Электродинамическая вибрационная установка с высокими технологическими параметрами // Электронная техника. Сер. 8. Управление качеством, метрология, стандартизация. - 1979. - Вып. 5. - С. 19-24.
11. Колебательные явления в многофазных средах и их использование в технологии / Р.Ф. Ганиев, Н.И. Кобаско, В.В. Кулик и др. - К.: Техніка, 1980. - 142 с.
12. Крушинская С.С. Колебания тяжелой вязкой жидкости в подвижном сосуде // Журн. вычисл-й мат-ки и мат-й физики. - 1965. - Т. 5, № 3. - С.519-536.
13. Кудрицкий Г.Р., Криволапов И.А., Коломиец Е.А. О механизме влияния вибрации на теплообмен при кипении // Промышленная теплотехника. - 1996. - Т. 18. - № 3. - С. 8 - 11.
14. Кутепов А.М., Стерман Л.С., Стюшин Н.Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. - М.: Высшая школа, 1977. - 352 с.
15. Моисеев Н.Н., Румянцев В.В. Динамика тела с полостями, содержащими жидкость. – М.: Наука, 1965.- 440 с.
16. Моисеев Н.Н., Петров А.А. Численные методы расчета собственных частот колебаний ограниченного объема жидкости. - М.: Изд-во ВУ АН СССР, 1966. - 270 с.
17. Моисеев Н.Н., Черноусько Ф.Л. Задачи колебаний жидкости, подверженной силам поверхностного натяжения // Журн. вычисл-й матем-ки и матем-й физики.- 1965. - Т. 5, № 6. - С. 1071-1095.
18. Николаенко Ю.Е. Исследование теплообмена в конденсационной зоне замкнутых испарительных систем охлаждения с плоской горизонтальной поверхностью конденсации и совершенствование их конструкций // Технология приборостроения. – 1999. - № 1. - С. 51 - 58.
19. Орнатский А.П., Семена М.Г., Тимофеев В.И. Экспериментальное исследование максимальных тепловых потоков на плоских металловолоконистых фитилях в условиях. - Т. 35. - № 5. - С. 782-788.
20. Пак, Уинтер, Шунхалс. Теплоотдача в ограниченном объеме жидкости при воздействии колебаний // Тр. Амер. об-ва инж. - мех. Сер. Теплопередача. - 1972. - Т. 94. - № 4. - С. 164 - 171.

21. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем. - М.: Наука, 1979. - 384 с.
22. Полубаринова-Кочина П.Я. О некоторых неустановившихся движениях мелкой воды // Прикл. математ. и механика. – 1957. –Т.21 – Вып.6. – С.783-794.
23. Смирнов Г.Ф., Цой А.Д. Теплообмен при парообразовании в капиллярах и капиллярно-пористых структурах. – М.: МЭИ, 1999. – 440 с.
24. Попов В.Д. О теплоотдаче при конденсации пара на горизонтальной поверхности // Труды КТИПП. – 1951. - Вып.11. - С. 87-97.
25. Семена М.Г., Николаенко Ю.Е. Исследование влияния вибрационных нагрузок на термическое сопротивление тепловой трубы с помощью теории и методов анализа колебательных систем. - 1981. // Вопросы радиоэлектроники. Сер. ТРТО. - 1981. - Вып. 2. – 117 с. - Деп. в НИИЭИР, № 3. - 6774. - 11 с.
26. Семена М.Г., Николаенко Ю.Е. Экспериментальное исследование влияния вибрационных нагрузок на характеристики тепловой трубы с металловолоконистой капиллярной структурой // Промышленная теплотехника. - 1981. - Т. 3. - № 5. - С. 55 - 60.
27. Семена М.Г., Нищик А.П. Исследование структурных параметров металловолоконистых фитилей тепловых труб // Инж.-физ. журн. - 1978. - Т.35, № 5. – С. 777-781.
28. Толубинский В.И., Антоненко В.А., Кудрицкий Г.Р., Чистяков Ю.Г. Влияние вибрационных воздействий на теплообмен при кипении в энерготехнологических устройствах // Промышленная теплотехника. - 1989. - Т.11. - № 3. - С. 3 - 6.
29. Тонг Л. Теплопередача при кипении и двухфазное течение. - М.: Мир, 1969. - 344 с.
30. Форбес, Карли, Белл. Влияние вибрации на конвективную теплоотдачу в замкнутом объеме // Тр. Амер. об-ва инж. - мех. Сер. Теплопередача. - 1970. - Т. 92. - № 3. - С. 126 - 135.
31. Френкель Я.И. Собрание избранных трудов. В 3-х томах. - Изд-во АН СССР. 1956-1959. Т.3. Кинетическая теория жидкостей. - 1959. - 460 с.
32. Gerstmann J., Griffith P. Larcener Films Condensation on the Underside of teorison tee and the lined Surfaces // Int. J. Heat and Mass Transfer. 1967. - V.10, №5. - 567-580 p.
33. Richardson I.W., Whitehurst Ch.A., Whictehouse G.D. The Effect of Longgitndinal Vibration of Htat Pipe Reformance // The Journal of the Astronautical Scienses. – 1970. – V. 17. - № 5. – 249 p.

Глава 6

1. Дорофеев Б.М. Звуковые давления при кипении // Изд. Ростовский университет. – 1985. - 90 с.
2. Дорофеев Б.М., Горбаченко В.А., Четвериков Е.И. и др. // В кн.: Исследования по физике кипения. - Ставрополь, 1972. - Вып. 1. – С. 38-43.
3. Дорофеев Б.М., Берро Л.Г., Ассман В.А. и др. // В кн.: Исследования по физике кипения. - Ставрополь, 1974. - Вып.2. - С. 36-43.

4. Кудрицкий Г.Р. Теплообмен при кипении в условиях определяющего влияния геометрических характеристик поверхности нагрева: Дисс. ... д-ра техн. наук. - Киев, 1995.

5. Марков И.И. О влиянии вибрации на пузыреобразующее действие пор // В кн.: Кипение и конденсация. - Рига, 1980. - С. 33-39.

6. Присняков В. Ф., Присняков К. В. Простейшая модель влияния вибраций нагревателя на внутренние характеристики кипения // Проблемы высокотемпературной техники. -Днепропетровск: - Изд. ДГУ. –1996. – С. 79-92.

7. Присняков К. В., Марченко О. Л., Габринец В. А. Экспериментальный стенд для исследования процессов теплообмена в условиях вибронагрузок // Проблемы высокотемпературной техники. - Днепропетровск: - Изд. ДГУ. – 1996. – С. 21-24.

8. Leonov A.I., Prisniakov V.F., Voropay A.N. Some Factors Determining Incipient Superheats in Alkaline Metals // Proceeding of the 5-th Intern. Heat Transfer Conf. - 3-7 Sept., 1974. - Tokyo, 1974. – Rap. 13.7.3. - V.4. - P. 315-319.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Основные обозначения.....	4
Введение	7
Глава 1. Воздействие вибронагрузок и пульсаций на интенсивность теплообмена.....	8
1.1. Вибрации и теплообмен при однофазном теплоносителе.....	8
1.1.1. Свободная конвекция.....	8
1.1.2. Вынужденное течение.....	10
1.2. Вибрации и кипение.....	11
1.2.1. Зарождение паровых пузырей в условиях звуковых колебаний.....	11
1.2.2. Внутренние характеристики кипения в условиях вибровоздействий.....	14
1.2.2.1. Перегревы жидкости.....	14
1.2.2.2. Зародышеобразование в объеме жидкости.....	21
1.2.2.3. Рост паровых пузырей.....	23
1.2.2.4. Отрывные размеры паровых пузырей.....	26
1.2.2.5. Частота отрыва пузырей.....	28
1.2.2.6. Плотность центров парообразования.....	30
1.2.3. Теплообмен при кипении.....	31
1.2.3.1. Коэффициент теплоотдачи.....	31
1.2.3.2. Тепловые потоки.....	36
1.3. Вибрации и теплообмен в промышленности.....	37
Заключение.....	39
Глава 2. Движение пузырьков газа и пара в колеблющейся жидкости.....	40
2.1. Основные уравнения движения и теплообмена пузырька.....	40
2.2. Движение жидкости в сосуде с колеблющимся элементом.....	46
2.2.1. Сосуд с колеблющимся участком дна.....	49
2.2.2. Плоский сосуд с колеблющимся участком на боковой стенке.....	52
2.3. Поведение газовых и паровых пузырьков в колеблющейся жидкости.....	54
2.3.1. Динамика газового пузырька в баке.....	55
2.3.1.1. Поведение газового пузырька в баке с колеблющимся элементом дна.....	55
2.3.1.2. Поведение газового пузырька в баке с колеблющимся элементом на боковой стенке.....	62
2.3.2. Пузырьки пара в жидкости.....	63
Глава 3. Интенсификация массообменных процессов с помощью низкочастотных вибрационных воздействий.....	73
3.1. Общие сведения.....	73

3.2. Вибрационное перемешивание.....	76
3.3. Конструктивные особенности вибросмесителей с насадками.....	79
3.4. Колонные аппараты.....	82
3.4.1. Первый колонный аппарат Ван-Дийка.....	82
3.4.2. Колонный аппарат Григорьева.....	83
3.4.3. Колонный аппарат Буханько-Микуленко.....	83
3.4.4. Усовершенствованные колонные аппараты Григорьева и Гальперина.....	84
3.4.5. Колонный аппарат Прокопова с вертикальными пластинами.....	85
3.4.6. Простейший колонный аппарат с вертикальными перфорированными пластинами.....	85
3.4.7. Колонный аппарат с асинхронным колебательно-вращательным движением насадки.....	86
3.4.8. Колонный аппарат Костаяна, Городецкого и Винтера.....	86
3.4.9. Подвеска штока и насадки.....	87
3.4.10. Вибрационный массообменный аппарат Карпенко.....	87
3.4.11. Экстрактор со звездочками.....	88
3.4.12. Экстрактор с вибрирующей насадкой.....	88
3.5. Емкостные аппараты.....	89
3.5.1. Особенности емкостных вибрационных аппаратов.....	89
3.5.2. Бессальниковый емкостной аппарат.....	90
3.5.3. Вакуум-аппарат НПО «сахар».....	90
3.5.4. Кристаллизатор ВТИ.....	91
3.5.5. Кристаллизатор ВТИ и МТИПЛ.....	92
3.5.6. Вакуумные аппараты ВТИ.....	93
3.5.7. Модернизированный аппарат ВТИ.....	94
3.5.8. Усовершенствованный аппарат ВТИ.....	95
3.5.9. Кристаллизатор ВТИ для лактозы.....	95
3.5.10. Кристаллизатор ВТИ с гидропульсатором и гибкой перегородкой.....	96
3.5.11. Кристаллизатор ВТИ с импульсным электрическим излучателем и мембраной.....	97
3.5.12. Кристаллизаторы АСКТ.....	98
3.5.13. Аппарат с вибрационным перемешиванием.....	98
3.5.14. Устройство для смешивания газа с жидкостью.....	99
3.5.15. Усовершенствованное устройство для смешения газа с жидкостью.....	100
3.5.16. Кристаллизатор КТИ ПП.....	100
3.5.17. Вакуум-аппараты ВНИИСП.....	101
3.6. Приводные механизмы.....	101
3.6.1. Общие требования к приводным механизмам.....	101
3.6.2. Гидравлические приводы.....	102
3.6.3. Электромеханический привод.....	102
3.6.4. Шатунные электромеханические приводные механизмы.....	103
3.6.5. Приводные механизмы.....	103
3.6.6. Бессальниковый электромагнитный вибропривод.....	105
3.6.7. Вибросмеситель Ермакова.....	105

3.7. Перемешивающие и секционирующие устройства.....	106
3.7.1. Общие требования к насадкам.....	106
3.7.2. Ситчатые насадки, их особенности.....	106
3.7.3. Ситчатые насадки Карра.....	106
3.7.4. Ситчатые насадки Прохазки.....	107
3.7.5. Ситчатые насадки с сотовыми и коническими отверстиями.....	108
3.7.6. Ситчатые насадки с наклонными отверстиями.....	108
3.7.7. Ситчатые насадки в форме усеченных сфер.....	108
3.7.8. Цилиндрические насадки с ситчатым днищем и пирами.....	108
3.7.9. Сопряженные и газожидкостные механические колебательные системы.....	109
3.7.10. Фасонные насадки.....	109
3.7.11. Фасонные насадки Киттеля.....	110
3.7.12. Фасонные насадки Бредни.....	111
3.7.13. Фасонные насадки КРИМЗ.....	111
3.7.14. Фасонные насадки УНИ.....	112
3.7.15. Насадки ГИАП.....	113
3.7.16. Насадки УНИ для пульсационных вибрационных массообменных аппаратов.....	114
3.7.17. Фасонные насадки ГИАП-4.....	116
3.7.18. Жалюзийная насадка.....	116
3.7.19. Проволочная насадка.....	116
3.7.20. Секционирующие устройства.....	117
3.7.20.1. Продольные вертикальные подвижные перегородки.....	117
3.7.20.2. Неподвижные кольца и днища.....	118
3.7.20.3. Глухие неподвижные перегородки с гидрозатвором.....	118
Заключение.....	118
 Глава 4. Процессы кристаллизации с учетом вибрационных воздействий.....	 120
4.1. Интенсификация процесса кристаллизации.....	120
4.2. Модель кристаллизации с учетом воздействия механических колебаний на дисперсную систему.....	123
4.3. Анализ экспериментальных исследований.....	127
4.3.1. Области оптимального воздействия низкочастотных механических колебаний на теплообмен в многофазных системах.....	127
4.3.2. Коэффициенты теплоотдачи при воздействии низкочастотных механических колебаний.....	129
4.3.3. Влияние вибраций на растворение кристаллов сахара.....	129
4.3.4. Влияние вибраций на скорость роста кристаллов при уваривании утфеля.....	131
 Глава 5. Характеристики двухфазных теплопередающих связей систем охлаждения радиоэлектронной аппаратуры в условиях вибровоздействий.....	 132

5.1. Элементарные основы исследования характеристик тепловых труб и двухфазных термосифонов в условиях вибраций.....	132
5.2. Влияние вибрационных воздействий на рабочие характеристики Т-образной тепловой трубы как элемента комбинированной системы охлаждения радиоэлектронной аппаратуры.....	135
5.3. Экспериментальное исследование влияния вибрации на основные характеристики Т-образной тепловой трубы с металловолоконистой капиллярной структурой.....	146
5.4. Анализ экспериментальных данных.....	151
Глава 6. Экспериментальное изучение теплообмена в переменных гравитационных полях.....	156
6.1. Введение.....	156
6.2. Установка для изучения зародышеобразования в жидкости с периодическим изменением давления (по [2]).....	157
6.3. Исследование вибраций нагревателя в виде тонких проволок на пузыреобразующие действия пор.....	159
6.4. Установки для определения акустических и тепловых характеристик процесса кипения.....	161
6.5. Установка с вибрацией нагревателя в виде пластины в большом объеме.....	164
6.6. Установка Zifko-Afgan.....	166
6.7. Изучение кипения на вибрирующей поверхности малого размера.....	168
6.8. Экспериментальное изучение воздействия вибраций на характеристики парожидкостных потоков при вынужденном течении теплоносителя в обогреваемой трубе.....	169
6.8.1. Экспериментальная установка.....	170
6.8.2. Экспериментальные участки.....	170
6.8.3. Методика проведения экспериментов.....	171
6.8.4. Анализ экспериментальных результатов.....	171
6.8.5. Методика проведения экспериментов с тепловыми трубами.....	177
6.9. Экспериментальная установка для исследования процессов кипения в двухфазных теплопередающих связях систем охлаждения радиоэлектронной аппаратуры.....	178
6.10. Экспериментальные исследования тепло- и массообмена при кристаллизации сахара под воздействием механических колебаний.....	180
6.10.1. Экспериментальные установки.....	180
6.10.2. Методика экспериментального определения тепловых потоков и коэффициентов теплоотдачи при нагреве и уваривании исследуемых рабочих жидкостей.....	184
6.10.3. Методика определения теплового потока и коэффициента теплоотдачи при охлаждении рабочих жидкостей.....	184
Заключение.....	185
Литература.....	186

CONTENTS

The main legend.....	4
Introduction	7
Chapter 1. Action of vibration and oscillations on intensity heat transfer	8
1.1. Vibration and heat transfer at the single-phase working medium.....	8
1.1.1. Free convection.....	8
1.1.2. Forced flow.....	10
1.2. Vibration and boiling.....	11
1.2.1. Nucleation of steam bubbles in condition acoustical oscillations	11
1.2.2. Interior performances of boiling in condition of vibroaction.....	14
1.2.2.1. Overheatings of liquid.....	14
1.2.2.2. Nucleation in a volume of a fluid.....	21
1.2.2.3. Growth steam bubbles.....	23
1.2.2.4. Departure sizes of steam bubbles.....	26
1.2.2.5. Frequency of bubbles detachment.....	28
1.2.2.6. Density of nucleation centres.....	30
1.2.3. Heat transfer under boiling.....	31
1.2.3.1. Coefficient of heat transfer.....	31
1.2.3.2. Heat flows	36
1.3. Vibration and heat transfer in industry.....	37
Conclusion.....	39
Chapter 2. Motion of bubbles of gas and vapour in oscillating liquid	40
2.1. Main equations of motion and heat transfer of a bubble.....	40
2.2. Liquid flow in a vessel with an oscillating device.....	46
2.3. Behaviour of gas and steam bubbles in oscillating liquid	54
2.3.1. Dynamic of a gas bubble in cake.....	55
Chapter 3. Intensification of heat and mass transfer by low-frequency vibrational effects	73
3.1. Common knowledge.....	73
3.2. Vibrational stirring.....	76
3.3. Design features mixers with nozzles.....	79
3.4. Column' apparatus.....	82
3.5. Capacitive apparatus.....	89
3.6. Drive mechanisms.....	101
3.7. Stirring and sectionalization equipments.....	106
Conclusion.....	118
Chapter 4. Processes of crystallization in terms of vibrational effects	120
4.1. Intensification of process crystallization	120
4.2. Model of crystallization in view of effect mechanical oscillations on a disperse system.....	123
4.3. Analysis experimental researchs.....	127
Chapter 5. Performances two-phase heat-transfer staies of systems cooling REA in requirements vibroactions	132
5.1. Elementary basis researchs performances of heat pipes and two-phase thermosiphons under condition vibrations.....	132

5.2. Influence of vibrational effects on the performance performances T-shaped heat pipes as element combined systems cooling REA	135
5.3. Experimental examination of influence of vibration on the main performances of a T-shaped thermal tube with metal fibre like capillary structure.....	146
5.4. Analysis of the experimental data	151

Chapter 6. Experimental study heat and mass transfer in variable gravitational fields

6.1. Introduction.....	156
6.2. Installation for study of a nucleation in a fluid with an periodical variation of pressure (on [2]).....	157
6.3. Examination of vibrations of the heater as thin wires on nucleation of an operation of pores.....	159
6.4. Installation for definition acoustic and thermal performances of process boiling.	161
6.5. Installation with vibration of the heater as plate in large volume.....	164
6.6. Installation Zitko-Afgan	166
6.7. Study of boiling on a vibrant surface small size.....	168
6.8. Experimental study of effect of vibrations on performances of vapour-liquid flows at forced convection working medium in heated tubes.....	169
6.8.1. Experimental Installation	170
6.8.2. Experimental section.....	170
6.8.3. Procedure of realization experiment.....	171
6.8.4. Analysis experimental results.....	171
6.8.5. Procedure of realization of experiments with heat pipes.....	177
6.9. Experimental installation for examination of processes boiling in two-phase heat -transfer links of systems cooling radio electronic apparatus.....	178
6.10. Experimental examinations heat and mass transfer at crystallization of saccharum under effect mechanical oscillations.....	180
6.10.1. Experimental installations.....	180
6.10.2. Procedure of experimental definition heat flux and heat-transfer coefficients at heat and cooking losses of examined working fluids.....	184
6.10.3. Procedure of definition of a heat flux and coefficient heat exchange at cooling of working fluids.....	184
Conclusion.....	185
References.....	186

Научное издание

Владимир Федорович Присняков
Сергей Григорьевич Бондаренко
Василий Иванович Луценко
Юрий Егорович Николаенко
Константин Владимирович Присняков
Валерий Остапович Штангеев
Владимир Иванович Елисеев

ТЕПЛОМАССООБМЕН И ВИБРАЦИЯ

Монография

Редактор В. Ф. Присняков
Технический редактор Н. П. Анфимова
Корректор Н. Д. Крапивная

Подписано в печать 22.06.01. Формат 60x84/16. Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. -12,1. Тираж 300 экз. Издательство
«Нептун-Технология» (Украина 650028, г. Одесса, ул. Б. Хмельницкого, 59).
Отпечатано в полиграфическом центре «Оксамит-текс», (г. Днепропетровск,
пр. Гагарина, 74)
